

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BOLOGNA

Dottorato in Ingegneria delle Macchine e dei
Sistemi Energetici – XIX ciclo

Tema di ricerca: Motori a combustione interna

**Sviluppo di metodologie per l'analisi
in tempo reale delle prestazioni di un
motore automobilistico**

Stefano PANTALEONI

Tutore

Chiar.mo. prof. Giorgio Minelli

Coordinatore del corso di dottorato

Chiar.mo. prof. Davide Moro

Triennio 2004-2006

Dedicato a C.C.

*Ma adesso che viene la sera ed il buio
mi toglie il dolore dagli occhi
e scivola il sole al di là delle dune
a violentare altre notti:
io nel vedere quest'uomo che muore,
madre, io provo dolore.
Nella pietà che non cede al rancore,
madre, ho imparato l'amore.*

[FABRIZIO DE ANDRÉ]

Sommario

Durante il periodo di dottorato, l'attività di ricerca di cui mi sono occupato è stata finalizzata allo sviluppo di metodologie per la diagnostica e l'analisi delle prestazioni di un motore automobilistico.

Un primo filone di ricerca è relativo allo sviluppo di strategie per l'identificazione delle mancate combustioni (misfires) in un motore a benzina. La sperimentazione si è svolta nella sala prove della Facoltà di Ingegneria dell'Università di Bologna, nei quali è presente un motore Fiat 1.200 Fire, accoppiato ad un freno a correnti parassite, e comandato da una centralina virtuale, creata mediante un modello Simulink, ed interfacciata al motore tramite una scheda di input/output dSpace.

Per quanto riguarda la campagna sperimentale, sono stati realizzati delle prove al banco in diverse condizioni di funzionamento (sia stazionarie, che transitorie), durante le quali sono stati indotti dei misfires, sia singoli che multipli. Durante tali test sono stati registrati i segnali provenienti sia dalla ruota fonica usata per il controllo motore (che, nel caso in esame, era affacciata al volante), sia da quella collegata al freno a correnti parassite.

Partendo da tali segnali, ed utilizzando un modello torsionale del sistema motore-giunto-freno, è possibile ottenere una stima sia della coppia motrice erogata dal motore, sia della coppia resistente dissipata dal freno. La prontezza di risposta di tali osservatori è tale da garantirci la possibilità di effettuare una diagnosi misfire. In particolare, si è visto che l'indice meglio correlato alla mancata combustione risulta

essere la differenza fra la coppia motrice e la coppia resistente; tale indice risulta inoltre essere quello più semplice da calibrare sperimentalmente, in quanto non dipende dalle caratteristiche del giunto, ma solamente dalle inerzie del sistema.

Una seconda attività della quale mi sono occupato è relativa alla stima della coppia indicata in un motore diesel automobilistico. A tale scopo, è stata realizzata una campagna sperimentale presso i laboratori della Magneti Marelli Powertrain (Bologna), nella quale sono state effettuati test in molteplici punti motori, sia in condizioni di funzionamento “nominale”, sia variando artificiosamente alcuni dei fattori di controllo (quali Start of Injection, pressione nel rail e, nei punti ove è stato possibile, tasso di EGR e pressione di sovralimentazione), sia effettuando degli sbilanciamenti di combustibile fra un cilindro e l’altro.

Utilizzando il solo segnale proveniente da una ruota fonica posta sul lato motore, e sfruttando un modello torsionale simile a quello utilizzato nella campagna di prove relativa alla diagnosi del misfire, è possibile correlare la componente armonica con frequenza di combustione della velocità all’armonica di pari ordine della coppia indicata; una volta stimata tale componente in frequenza, mediante un’analisi di tipo statistico, è possibile eseguire una stima della coppia indicata erogata dal motore.

A completamento dell’algoritmo, sfruttando l’analisi delle altre componenti armoniche presenti nel segnale, è possibile avere una stima dello sbilanciamento di coppia fra i vari cilindri. Per la verifica dei risultati ottenuti, sono stati acquisiti i segnali di pressione provenienti da tutti e quattro i cilindri del motore in esame.

Ringraziamenti

Desidero innanzitutto ringraziare il *prof. Giorgio Minelli* ed il *prof. Davide Moro*, per avermi fornito la possibilità di completare il mio curriculum accademico, offrendomi la possibilità, tramite il Dottorato di Ricerca, di approfondire temi che sono a mio avviso fra i più affascinanti nel campo ingegneristico.

Ringrazio poi il *prof. Piero Mario Azzoni*, che, con la sua competenza e disponibilità, ha contribuito in maniera decisiva alla mia formazione professionale.

E' poi doveroso da parte mia ringraziare *Fabrizio Ponti*, *Nicolò Cavina* ed *Enrico Corti*, che con la loro esperienza ed il loro continuo supporto mi hanno aiutato ed insegnato molto durante questi tre anni.

Grazie anche a tutti i ragazzi con i quali ho avuto la fortuna di lavorare insieme in questi anni: grazie dunque ad *Alessandro*, a *Luca*, a *Matteo* ed a tutti i ragazzi dell'Istituto di Macchine... siete troppi, quindi mi perdonerete se non vi cito ad uno ad uno.

Non posso poi non ringraziare tutte le persone che ho conosciuto alla *Magneti Marelli*, con le quali ho lavorato a stretto contatto in questi anni. Un particolare ringraziamento va all'*Ing. Gabriele Serra*, per l'interesse dimostrato per i temi affrontati insieme in questi anni, e per la sua grande disponibilità a fornire consigli e spunti preziosissimi.

Vorrei infine ringraziare tutti i tecnici dei laboratori del "Lazzaretto" e della Sala Prove di Forlì, che con il loro lavoro ci hanno messo in condizione di poter fare il nostro.

Indice

Sommario	VII
Ringraziamenti	IX
1 Obiettivi	7
1.1 Riduzione delle emissioni inquinanti	9
1.1.1 Concentrazioni di emissioni inquinanti	12
1.1.2 Le normative anti-inquinamento	12
1.1.3 Metodologie per la riduzione degli inquinanti	14
1.2 Diagnosi di malfunzionamenti	17
1.2.1 Analisi delle mancate combustioni	17
1.3 Stima in tempo reale di parametri motoristici	19
1.4 Prevenzione di guasti e malfunzionamenti	20
1.4.1 La diagnosi di detonazione	20
2 Metodologie per la diagnosi del misfire	23
2.1 Indici tradizionali per la diagnosi misfire	24
2.1.1 Autoapprendimento	25
2.2 Modello torsionale del motore	26
2.3 Tempi dente e periodi di combustione	29
2.3.1 Calcolo dei tempi dente	29
2.3.2 Fasatura fra motore e volano	30

2.3.3	Calcolo dei periodi di combustione	30
2.4	Calcolo velocità ed accelerazioni	31
2.4.1	Calcolo delle grandezze lato motore	32
2.4.2	Calcolo delle grandezze lato freno	33
2.5	Offset iniziale fra le due ruote foniche	35
3	La sala prove e la strumentazione	37
3.1	La sala prove motore	37
3.2	Il controllo motore	39
3.2.1	La centralina virtuale	39
3.2.2	L'interfaccia di controllo	43
3.3	Acquisizione dei segnali	45
3.4	I sensori di velocità	48
4	Analisi del misfire: risultati	53
4.1	Prove effettuate	53
4.1.1	Prove in stazionario	53
4.1.2	Prove in transitorio	55
4.2	Confronti con l'indice LU	56
4.3	L'indice basato sulla differenza di coppia	57
4.4	Ottimizzazione dei parametri	59
4.4.1	Ottimizzazione dell'inerzia del freno	60
4.4.2	Ottimizzazione della finestra angolare	61
4.5	Risultati dell'indice \overline{T}_e	62
4.6	Risultati dell'indice $\overline{\Delta T}_{eb}$	63
4.7	Ricerca della soglia ottimale	64
4.8	Prove con molti misfires	68
4.9	Analisi prove in transitorio	69
4.9.1	Filtro di Butterworth (unidirezionale)	71
4.9.2	Filtro a media mobile	73

5	Metodologie per la stima di coppia	77
5.1	Stima di coppia mediante l'analisi armonica	78
5.1.1	Il modello torsionale	81
5.1.2	Il dominio delle frequenze	82
5.2	Confronto fra cp0 e cp4	84
6	La strumentazione utilizzata	87
6.1	La cella motore	87
6.2	Gli strumenti per l'acquisizione dei segnali	89
6.2.1	Il sistema Indiset	91
6.2.2	Il sistema Wavebook	93
6.2.3	Il sistema Puma	95
6.3	I sensori utilizzati	95
6.3.1	I sensori induttivi	96
6.3.2	I sensori di pressione in camera	97
6.3.3	L'encoder angolare	100
6.3.4	Il debimetro	101
7	Stima di coppia: risultati	103
7.1	Le prove sperimentali	103
7.1.1	Prove con variazione fattori di controllo	104
7.1.2	Prove con sbilanciamenti di combustibile su un cilindro	107
7.1.3	Prove con sbilanciamenti di combustibile su due cilindri	108
7.1.4	Rampe di velocità	110
7.2	Analisi delle prove in transitorio	111
7.3	Stima di cp4	114
7.4	Correlazione sperimentale fra cp0 e cp4	115
7.5	Analisi sensibilità ai parametri	118
8	Analisi torsionale del volano	121
8.1	Misura della torsione del volano	121
8.2	Correlazione sperimentale fra coppia e torsione	123

9 Conclusioni e sviluppi futuri	125
9.1 Le prove effettuate	127
9.1.1 Le prove sul banco a rulli	127
A Prove per la validazione della diagnosi misfire	129
A.1 Prove in regime stazionario	129
A.2 Prove in regime transitorio	134
A.2.1 Prove a carico costante	134
A.2.2 Prove a farfalla costante	135
B Prove per la validazione dell’algoritmo cp0/cp4	137
B.1 Set variazione fattori	137
B.2 Set sbilanciamenti singoli	146
B.3 Set sbilanciamenti doppi	148
Bibliografia	153

Elenco delle figure

1.1	Emissioni inquinanti in un motore a benzina	9
1.2	Ciclo ECE-UDC per l'omologazione degli autoveicoli	14
1.3	Schema di una iniezione Multijet	15
1.4	Stima di coppia mediante "Look up table"	19
1.5	Segnali di pressione ed accelerometrici	21
2.1	Andamento dei tempi dente e dell'indice LU in presenza di un misfire	25
2.2	Coppie d'inerzia alterne a 2500 rpm	28
2.3	Zero-crossing del segnale	29
2.4	Tempi dente ruota fonica lato motore (2000 rpm, 600 mbar)	30
2.5	Interpolazione dati ruota fonica lato volano	31
2.6	Periodi di combustione	31
2.7	Elaborazione segnali ruote foniche	32
2.8	Relazione sperimentale fra coppia frenante e sfasamento angolare . . .	36
3.1	Il motore montato al banco prova	38
3.2	Controllo motore: blocco principale	40
3.3	Controllo motore: generazione misfires	41
3.4	Contatore cicli	42
3.5	Controllo motore: inibizione dell'iniezione	42
3.6	Interfaccia del controllo motore	43
3.7	Interfaccia per la generazione di misfires	44

3.8	Layout ruote foniche	45
3.9	Segnali acquisiti	46
3.10	Lo strumento di acquisizione (WaveBook516)	48
3.11	Ruota fonica per il controllo motore	50
3.12	Sensore affacciato al volano	51
3.13	Sensore affacciato al freno	52
4.1	Velocità di rotazione in presenza di misfires	54
4.2	Confronto fra l'indice LU e la ricostruzione di coppia	57
4.3	Ricostruzione di coppia	58
4.4	Delta coppia	59
4.5	Significato dell'indicatore	61
4.6	Indice scadente	61
4.7	Indice ideale	61
4.8	Ottimizzazione del parametro J_b	62
4.9	Ottimizzazione della finestra di osservazione	63
4.10	Analisi indice \overline{T}_e per varie prove	64
4.11	Indice \overline{T}_e : prova migliore e prova peggiore	64
4.12	Analisi indice $\overline{\Delta T}_{eb}$ per varie prove	65
4.13	Indice $\overline{\Delta T}_{eb}$: prova migliore e prova peggiore	65
4.14	Valori corretti (4.14(a)) ed errati (4.14(b)) per la soglia di misfire	66
4.15	Analisi della soglia ottimale per l'indice basato sulla coppia motrice	66
4.16	Analisi della soglia ottimale per l'indice Delta Torque	67
4.17	Analisi statistica per le varie prove	68
4.18	Risultati dell'analisi in prove con misfires multipli	69
4.19	Velocità di rotazione in una prova in transitorio	70
4.20	Velocità di rotazione in una prova in transitorio (dettagli)	70
4.21	Risposta in frequenza per un filtro di Butterworth del 4° ordine	72
4.22	Prove in transitorio: indice filtrato con filtro di butterworth	73
4.23	Risposta in frequenza per un filtro a media mobile con 24 campioni	74
4.24	Prove in transitorio: indice filtrato con filtro di Butterworth	75

5.1	Velocità di rotazione e della coppia indicata: componenti armoniche .	79
5.2	Schema del modello torsionale della driveline	81
5.3	Coppie agenti sul lato motore	83
6.1	Layout motore	88
6.2	Elenco dei sensori utilizzati	88
6.3	Il motore utilizzato per la sperimentazione	90
6.4	La testata del motore	90
6.5	Layout delle acquisizioni	90
6.6	L'encoder utilizzato per le acquisizioni in base angolo	92
6.7	Misura della pressione in camera	93
6.8	Calcolo della coppia indicata	94
6.9	Il sensore induttivo montato sul volano	96
6.10	Segnali provenienti dai pickup induttivi	97
6.11	Il trasduttore piezoelettrico	98
6.12	Catena di misura del segnale di pressione	99
6.13	Schema dell'encoder	100
6.14	Schema dell'anemometro a filo caldo	102
7.1	Griglia di punti per le prove di variazione dei fattori	104
7.2	Griglia di punti per le prove con sbilanciamenti singoli	108
7.3	Griglia di punti per le prove con sbilanciamenti doppi	109
7.4	Velocità di rotazione in una prova in transitorio	110
7.5	Rampa con carico 20%	113
7.6	Rampa con carico 60%	114
7.7	Rampa con carico 80%	114
7.8	cp4 (prove di variazione fattori)	115
7.9	cp4 (prove di sbilanciamento)	115
7.10	Confronto fra cp0 e cp4	115
7.11	cp0 (prove di variazione fattori)	117
7.12	cp0 (prove di sbilanciamento)	117
7.13	Metodologia per la stima della sensibilità ai parametri torsionali . . .	119

7.14	Sensibilità ai parametri: errori assoluti	119
7.15	Sensibilità ai parametri: errori percentuali	119
7.16	Sensibilità ai parametri: errori assoluti nelle varie prove	120
8.1	Confronto fra i segnali provenienti dalle due ruote foniche	122
8.2	Confronto fra coppia e torsione per varie velocità di rotazione	124
8.3	Confronto fra la coppia misurata e la coppia stimata	124
9.1	Layout delle acquisizioni	126

Elenco delle tabelle

1.1	Emissioni di sostanze inquinanti (Europa, 1990)	13
1.2	Emissioni di sostanze inquinanti su strada (Europa, 1990)	13
1.3	Normative europee per motori a benzina	14
1.4	Normative europee per motori diesel	14
2.1	Caratteristiche motore Fire 1200	24
3.1	Principali caratteristiche WaveBook/516E	48
4.1	Prove effettuate in stazionario	53
4.2	Prove effettuate in transitorio	55
5.1	Dati tecnici motore utilizzato	77
7.1	Parametri da inserire nel modello	111
7.2	Risultati dell'ottimizzazione	112
7.3	Valori ottimali per i regressori	117
9.1	Prove su banco a rulli in stazionario	127
9.2	Prove su banco a rulli con variazioni della SOI	128
9.3	Prove su banco a rulli con gradini di SOI	128
A.1	Prove stazionarie con misfire singoli e doppi	130
A.2	Prove stazionarie con misfire multipli	133

A.3	Prove dinamiche a carico costante	134
A.4	Prove dinamiche a farfalla costante	135
B.1	Set variazione fattori	138
B.2	Set sbilanciamenti singoli	146
B.3	Set sbilanciamenti doppi	148

Capitolo 1

Obiettivi

Negli ultimi vent'anni si è assistito ad una vera e propria rivoluzione nel mondo dei motori a combustione interna. Infatti, seppure l'architettura di base dei motori a pistoncini che equipaggiano gli autoveicoli sia rimasta sostanzialmente invariata, grandi progressi sono stati fatti per quanto riguarda la loro ottimizzazione.

In particolar modo, il settore del “controllo motore” è quello che in questi anni ha subito la maggiore evoluzione, grazie soprattutto all'immissione sul mercato di *centraline elettroniche* sempre più performanti e potenti.

L'introduzione di tali sistemi ha permesso innanzitutto di rimpiazzare i sistemi di controllo tradizionali (come, ad esempio, il carburatore e lo spinterogeno ai quali, nei vecchi motori a benzina, era affidato rispettivamente il compito di regolare l'afflusso di combustibile e di innescare la combustione) con sistemi maggiormente flessibili, in grado di adattarsi al funzionamento del motore.

Così, ad esempio, nei motori a benzina, il carburatore è stato oramai sostituito dai sistemi basati sull'iniezione elettronica. In tali sistemi, la centralina decide la quantità di combustibile che deve essere iniettata all'interno di un cilindro, utilizzando una serie di algoritmi che, nei motori di ultima generazione, sono divenuti via via sempre più raffinati, in quanto, con l'aumentare della potenza di calcolo a disposizione, è possibile implementare nella centralina strategie di controllo sempre più complesse.

Con questi sistemi, dunque, non solo è possibile stimare la quantità di combustibile da iniettare in funzione delle condizioni di funzionamento in cui il motore sta funzionando, ma anche tenere conto di numerosi altri fattori, quali ad esempio il segnale proveniente dalla *sonda lambda*¹, usualmente utilizzato per monitorare e controllare il titolo della miscela aria/combustibile, oppure effettuare opportune variazioni della quantità di combustibile in condizioni di regime transitorio, per tener conto degli effetti dinamici che ne derivano².

Oltre al perfezionamento delle abituali strategie di controllo, grazie all'adozione delle centraline per il controllo motore è stato possibile implementare nuove funzionalità, per rispondere a svariate esigenze alle quali le vetture odierne devono poter soddisfare. Tale molteplicità di funzionalità è dovuta in parte all'introduzione nei paesi economicamente più sviluppati di normative volte a ridurre le emissioni inquinanti e di migliorarne la sicurezza, in parte alla necessità da parte delle case automobilistiche di fornire un prodotto dagli standard qualitativi sempre più elevati.

Nei prossimi paragrafi riportiamo le diverse esigenze che un moderno sistema di controllo motore deve essere in grado di soddisfare; inoltre, a titolo di esempio, vengono presentate in maniera schematica alcune delle principali strategie che vengono utilizzate al giorno d'oggi. Per approfondimenti sui vari argomenti, si rimanda alla bibliografia specializzata.

¹La sonda lambda è un sensore posto allo scarico del motore, che misura il tenore di ossigeno presente nei gas esausti. Tramite questo segnale, è possibile avere informazioni sulla qualità della miscela aria/combustibile, ovvero è possibile sapere se il motore sta funzionando in condizioni "grasse" (ovvero con eccesso di combustibile rispetto alle condizioni stechiometriche) o "magre" (con una quantità di combustibile minore rispetto a quella stechiometrica).

²Infatti non tutto il combustibile riesce ad entrare nei cilindri negli istanti immediatamente successivi all'iniezione, in quanto una frazione tende a depositarsi nelle pareti del condotto ed ad evaporare lentamente. Se in regime stazionario tale fenomeno non ha un'importanza rilevante, risulta particolarmente significativo in condizioni transitorie, al punto tale da creare grosse variazioni del rapporto stechiometrico all'interno del motore. Al giorno d'oggi, è possibile modellizzare tale comportamento e, di conseguenza, effettuare una correzione tale da minimizzare lo squilibrio.

1.1 Riduzione delle emissioni inquinanti

Le autovetture sono, come noto, una delle maggiori cause dell'inquinamento urbano; i gas di scarico da esse prodotti contengono infatti numerose specie considerate nocive per l'ambiente e per la salute dell'uomo. In particolare, tutte le recenti normative vigenti nei paesi più industrializzati considerano come agenti inquinanti le seguenti sostanze:

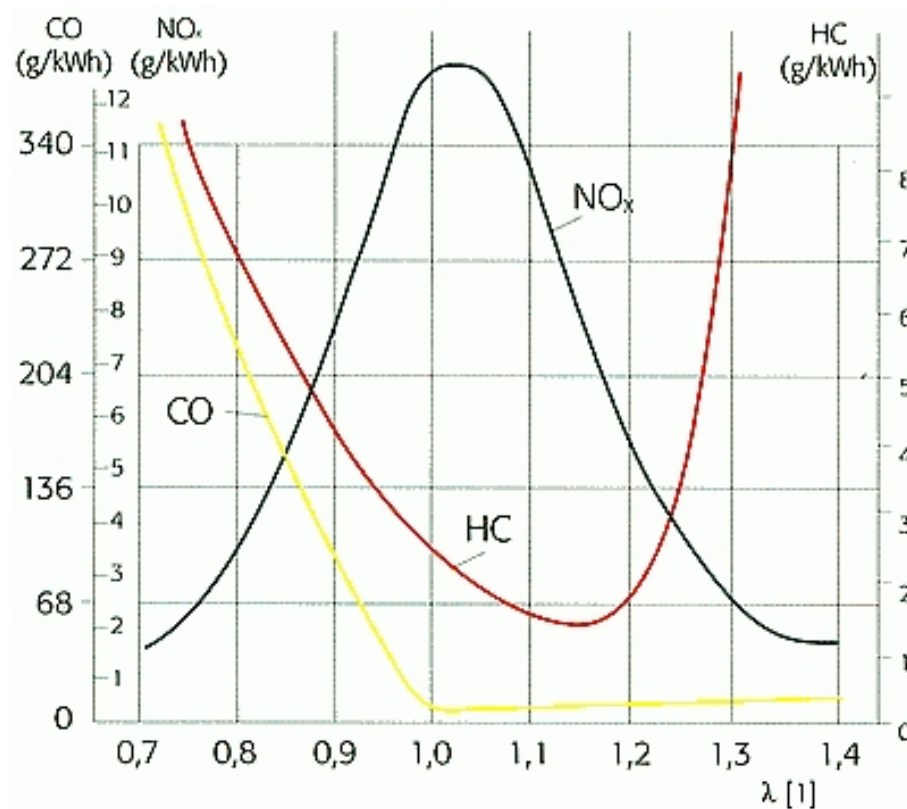


Figura 1.1. Emissioni inquinanti in un motore a benzina

- Il **monossido di carbonio** (CO). Il monossido di carbonio (o ossido di carbonio, o ossido carbonico, o anche anidride carboniosa) è un gas inodore, incolore, insapore e velenoso. Si forma a causa di una *combustione incompleta* dei combustibili organici (carbone, olio, legno, carburanti), e le sue concentrazioni risultano rilevanti quando le reazioni avvengono in *difetto d'aria*, in

quanto, ovviamente, in tale situazione non è possibile completare le reazioni stechiometriche.

Si miscela bene con l'aria, con cui forma facilmente miscele esplosive e penetra facilmente attraverso le pareti e il soffitto. In presenza di polveri metalliche finemente disperse la sostanza forma metallo-carbonili tossici e infiammabili. Può reagire vigorosamente con ossigeno, acetilene, cloro, fluoro, ossidi di azoto.

La sua tossicità per l'organismo umano deriva dal fatto che il monossido di carbonio è in grado di legarsi saldamente agli atomi di ferro nell'emoglobina del sangue, formando così la *carbossi-emoglobina*, un complesso molto più stabile dell'*ossi-emoglobina*³. Tutto ciò fa sì che, anche in presenza di una percentuale non trascurabile di monossido di carbonio nell'aria, l'emoglobina diventi rapidamente satura di *CO*, e che sia quindi incapace di distribuire l'ossigeno al corpo, il che causa una deficienza di ossigeno che porta ad uno stato di incoscienza e quindi alla morte.

- **Gli idrocarburi incombusti (*HC*)**. Gli idrocarburi incombusti sono presenti allo scarico di un motore qualora non sia stato possibile effettuare le reazioni di ossidazione del combustibile. Di conseguenza, sono presenti in forte quantità qualora si sia in condizioni di miscela grassa (ovvero, in carenza d'aria). Tuttavia si possono formare anche in presenza di miscele decisamente magre (ovvero, con forti eccessi d'aria), in quanto, in tali situazioni, le reazioni di combustione sono ostacolate dalla forte diluizione della carica.

Tali sostanze sono in generale considerate tossiche, in quanto danno luogo a reazioni chimiche che producono perossidi e aldeidi, di odore sgradevole, irritanti e nocivi per la salute. Inoltre fra gli idrocarburi incombusti si trovano solitamente particelle di benzoprene che, se inalate, costituiscono, insieme al fumo delle sigarette, una delle principali cause della diffusione di tumori polmonari.

³Composto formato dall'emoglobina e dall'ossigeno.

- Gli **ossidi di azoto** (NO_x). Con la generica sigla NO_x si identificano collettivamente tutti gli ossidi di azoto, e le loro miscele. In particolar modo, dal legame fra l'azoto e l'ossigeno, si possono formare in natura i seguenti composti:
 - L'ossido di azoto (NO)
 - Il diossido di azoto o ipoazotide (NO_2)
 - L'ossido di diazoto o protossido di azoto (N_2O , anche come dimero N_2O_4)
 - Il triossido di diazoto o anidride nitrosa (N_2O_3)
 - Il pentossido di diazoto o anidride nitrica (N_2O_5)

Tali sostanze sono sottoprodotti delle reazioni di combustione; diverse sono le cause della loro formazione, ma, prevalentemente, si formano nelle zone di fiamma a più alta temperatura, dalla reazione dell'ossigeno e dell'azoto presenti nell'aria. Tali ossidi vengono chiamati comunemente “ NO_x termici”.

Gli ossidi di azoto sono considerati sostanze inquinanti dell'atmosfera, e si ritiene che aggravino le condizioni dei malati di asma. Alcuni di essi possono reagire con l'ossigeno convertendolo in ozono, mentre il triossido ed il pentossido di diazoto possono reagire con l'umidità atmosferica a dare acido nitroso e acido nitrico, entrambi presenti nelle cosiddette “piogge acide”.

- Il **particolato** (PM). Il particolato (detto anche pulviscolo atmosferico) è costituito dall'insieme delle sostanze sospese in aria (fibre, particelle carboniose, metalli, silice, inquinanti liquidi o solidi) aventi un diametro compreso tra i $0,005\ \mu m$ ed i $500\ \mu m$ ed oltre. E' l'inquinante che ha il maggiore impatto nelle aree urbane.

In genere, il particolato prodotto da processi di combustione, siano essi di origine naturale (ad esempio: incendi) o antropica (motori, riscaldamento, industrie, centrali elettriche, ecc...), è caratterizzato dalla presenza preponderante di carbonio e sottoprodotti della combustione, e viene comunemente chiamato “particolato carbonioso”.

Nel campo automobilistico, la formazione di particolato si riscontra solamente nei motori ad accensione per compressione (diesel), in quanto, nei motori a benzina, la volatilità del carburante e la premiscelazione del combustibile che avviene nel condotto di aspirazione ostacolano fortemente la formazione di questa tipologia di inquinante.

Gli effetti sulla salute umana del possono essere di due tipi, acuti e cronici, entrambi maggiormente attribuibili al particolato fine ed ultrafine, che è in grado di raggiungere laringe, trachea, polmoni e alveoli, e qui rilasciare parte delle sostanze inquinanti che trasporta (ad esempio idrocarburi policiclici aromatici, SO_x e NO_x).

Gli effetti causati dal particolato fine ed ultrafine si manifestano sotto forma di patologie acute e croniche a carico dell'apparato respiratorio (asma, bronchiti, enfisema, allergia, tumori) e cardio-circolatorio (aggravamento dei sintomi cardiaci nei soggetti predisposti).

1.1.1 Concentrazioni di emissioni inquinanti

In *Tabella 1.1* sono riportati i valori percentuali relativi alle emissioni di monossido di carbonio (CO), ossidi di azoto (NO_x) ed idrocarburi incombusti (HC) provenienti delle varie fonti di inquinamento. La *Tabella 1.2* è relativa alle percentuali di specie inquinanti prodotte dai trasporti su strada.

Come si può vedere, l'incidenza dei trasporti su strada, ed in particolare delle autovetture, risulta essere particolarmente elevato.

1.1.2 Le normative anti-inquinamento

L'elevata tossicità per l'uomo e per l'ambiente degli agenti inquinanti descritti nei paragrafi precedenti, ha costretto il mondo automobilistico a porre dei vincoli via via più restrittivi sulle emissioni di tali sostanze, al fine di salvaguardare la salute delle persone e dell'ambiente.

Tali normative, nate inizialmente nello stato della California verso la fine degli

Tabella 1.1. Emissioni di sostanze inquinanti (Europa, 1990)

Fonte	CO	NO_x	HC
<i>Su strada</i>	65%	52%	27%
<i>Industria</i>	17%	14%	6%
<i>Usi domestici</i>	10%	–	3%
<i>Altre fonti mobili</i>	4%	12%	3%
<i>Natura</i>	3%	4%	17%
<i>Agricoltura</i>	1%	18%	4%
<i>Lavorazione e trasporto combustibili</i>	–	1%	6%
<i>Utilizzo di solventi</i>	–	–	34%

Tabella 1.2. Emissioni di sostanze inquinanti su strada (Europa, 1990)

Fonte	CO	NO_x	HC
<i>Autovetture</i>	79%	59%	78%
<i>Veicoli commerciali leggeri</i>	12%	5%	5%
<i>Veicoli pesanti</i>	4%	30%	7%
<i>Due ruote</i>	4%	1%	9%
<i>Autobus</i>	1%	5%	1%

anni '60, si sono successivamente estese a tutto il territorio degli Stati Uniti e, in tempi più recenti, sono state introdotte anche in Europa.

Dall'inizio degli anni '90 un veicolo, per essere omologato per il mercato europeo, deve superare dei test previsti dalle normative anti-inquinamento, comunemente chiamate EURO 1, EURO 2, EURO 3, EURO 4.

Secondo tali normative, ogni modello di autoveicolo deve sottoporsi ad un ciclo *ECE-UDC* (vedi *Figura 1.2*), composto di due parti che simulano, rispettivamente, un percorso di tipo urbano ed un percorso di guida extra-urbano.

Durante tali prove vengono analizzati i gas di scarico prodotti dalla vettura e, qualora questi risultassero superiori ai limiti previsti dalla legge, la vettura non supera il collaudo.

In *Tabella 1.3* e *Tabella 1.4* vengono riportate, rispettivamente, le evoluzioni del tempo dei valori limite tollerati per le varie specie inquinanti, rispettivamente per i motori a benzina e per i motori diesel.

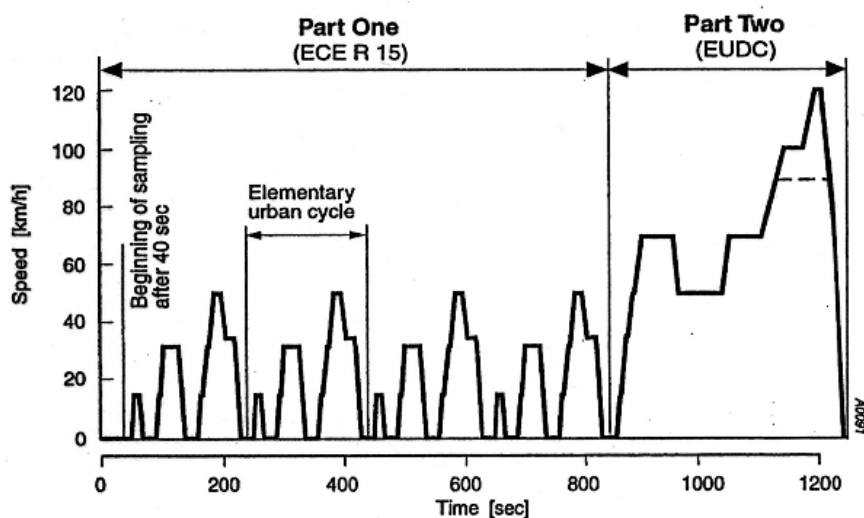


Figura 1.2. Ciclo ECE-UDC per l'omologazione degli autoveicoli

Tabella 1.3. Normative europee per motori a benzina

Standard	Anno	CO [g/km]	NO _x [g/km]	HC + NO _x [g/km]	HC [g/km]
EURO 1	1992	2.72	-	0.97	-
EURO 2	1996	2.20	-	0.50	-
EURO 3	2000	2.30	0.15	-	0.10
EURO 4	2005	1.00	0.08	-	0.10

1.1.3 Metodologie per la riduzione degli inquinanti

Per poter soddisfare i limiti sempre più rispettivi imposti dalle recenti normative anti-inquinamento, le case automobilistiche hanno, in questi ultimi anni, compiuto grossi sforzi, e sono tuttora impegnate nella ricerca di soluzioni innovative, in

Tabella 1.4. Normative europee per motori diesel

Standard	Anno	CO [g/km]	NO _x [g/km]	HC + NO _x [g/km]	PM [g/km]
EURO 1	1992	2.72	-	0.97	0.140
EURO 2 IDI	1996	1.00	-	0.70	0.080
EURO 2 DI	1999	1.00	-	0.90	0.100
EURO 3	2000	0.64	0.50	0.56	0.050
EURO 4	2005	0.50	0.25	0.30	0.025

previsione delle future normative (EURO 5), che saranno ancora più restrittive.

La riduzione delle emissioni inquinanti è dovuta in parte all'adozione di dispositivi quali la *marmitta catalitica*, in grado di abbattere significativamente le percentuali degli ossidi di azoto, degli incombusti e del monossido di carbonio, oppure il *filtro anti-particolato*, in grado di intrappolare le polveri sottili prodotte dai motori diesel.

Tuttavia l'adozione di tali dispositivi non è da sola in grado di far fronte alle specifiche richieste dalle recenti normative. Grazie alla versatilità ed alla potenza di calcolo delle moderne centraline, è possibile sviluppare ed implementare strategie di controllo motore, volte a prevenire la formazione degli agenti inquinanti. A titolo di esempio, analizziamo i benefici derivanti da una strategia largamente utilizzata nel controllo dei motori diesel: le *iniezioni Multijet*.

Riduzione di inquinanti mediante iniezioni Multijet

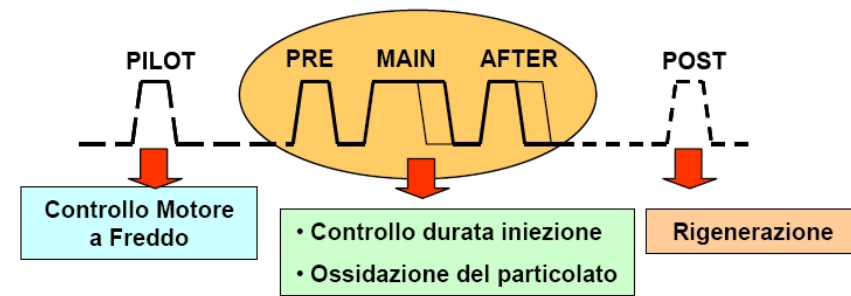


Figura 1.3. Schema di una iniezione Multijet

Le iniezioni multiple (Multijet) rappresentano una forte evoluzione tecnologica del sistema di iniezione *Common-Rail*, e consentono di gestire, all'interno dello stesso ciclo di combustione, un “treno di iniezioni” (vedi *Figura 1.3*); il numero di iniezioni per ciclo dipende dal punto di funzionamento, e può arrivare fino ad un massimo di cinque iniezioni per ciclo.

Grazie a questa iniezione modulare è possibile ridurre le emissioni inquinanti dei motori diesel e, al tempo stesso, aumentarne l'efficienza del motore ed il comfort. Infatti, analizzando il significato pratico di ogni singola iniezione, si ha che:

- L'iniezione *pilot*, posizionata alcuni gradi in anticipo rispetto all'iniezione principale ed usualmente di breve durata, provoca un aumento di pressione e temperatura all'interno della camera di combustione, riducendo così il ritardo di accensione ed il gradiente di pressione dell'iniettata principale, che è la causa principale del rumore di combustione.

Questa soluzione garantisce inoltre un incremento delle prestazioni del motore ai bassi regimi ed un miglioramento dell'avviamento a freddo. A fronte di questi benefici, tuttavia, genera un aumento, seppur non particolarmente significativo, della produzione di particolato.

- L'iniezione *pre*, analogamente all'iniezione *pilot*, contribuisce ad innalzare la pressione e la temperatura in camera, riducendo il gradiente di pressione provocato dalla combustione principale. Inoltre consente di ridurre le emissioni di idrocarburi incombusti, in quanto rende più agevole il controllo della combustione.
- L'iniezione *main*, come suggerisce il nome stesso, è l'iniezione principale; a differenza delle altre iniettate, utilizzate per fini controllistici, il suo scopo è quello di generare coppia mediante la combustione del gasolio iniettato.
- L'iniezione *after* viene attuata all'inizio dell'espansione, quando buona parte del combustibile immesso precedentemente è già bruciato. Gli incombusti residui hanno difficoltà a reagire con l'ossigeno, in quanto il moto del cilindro provoca un aumento del volume in camera di combustione e, di conseguenza, un abbassamento della temperatura e della pressione in camera di combustione. Tuttavia, grazie a questa iniezione, è possibile ricreare in camera di combustione condizioni termodinamiche tali da favorire le reazioni di ossidazione.
- Infine, l'iniezione *post*, posizionata durante la fase di espansione del motore, produce un'ulteriore innalzamento della temperatura in camera di combustione, favorendo così una post-ossidazione del particolato generato dalle iniettate precedenti.

1.2 Diagnosi di malfunzionamenti

Le recenti normative OBD II (On Board Diagnostic) impongono ai costruttori di automobili l'implementazione in centralina di strategie in grado di monitorare il funzionamento di alcuni dei componenti più importanti per il controllo motore, al fine di monitorare eventuali anomalie, tali da poter provocare un aumento delle emissioni inquinanti oppure una diminuzione delle prestazioni del motore [3].

Qualora il sistema di diagnosi rilevi un malfunzionamento ritenuto grave⁴, si accende sul cruscotto una spia chiamata *MIL* (Malfunction Indicator Light), e, in determinate condizioni ritenute particolarmente critiche, viene inibito il normale funzionamento del motore, costringendo il guidatore ad una immediata revisione del veicolo.

E' previsto, inoltre, che la centralina sia in grado di fornire informazioni dettagliate sui guasti ed i malfunzionamenti che ha registrato durante il funzionamento, in maniera tale da agevolare il lavoro dei tecnici riparatori.

Tra le varie strategie previste dalle normative OBD, riportiamo di seguito la normativa relativa alla diagnosi delle mancate combustioni (misfire), essendo stato lo sviluppo di nuove metodologie per il monitoraggio di tali anomalie uno dei temi principali di questo lavoro.

1.2.1 Analisi delle mancate combustioni

Una mancata combustione consiste in un'incompleta o nulla combustione causata o dalla mancata iniezione di benzina nel collettore (misfuel), o dalla mancata accensione della miscela d'aria/benzina all'interno del cilindro (misfire).

Un primo effetto negativo è dato dal drastico aumento delle emissioni di idrocarburi incombusti (in particolar modo, qualora si verifichi una mancata accensione). Si tratta quindi di un problema che deve essere segnalato all'autista dall'accensione della spia MIL.

⁴Un malfunzionamento è ritenuto grave qualora l'aumento delle emissioni inquinanti che ne deriva supera una certa soglia fissata per legge.

Quantità elevate di misfire causano un incremento della temperatura nel catalizzatore, in quanto le elevate quantità di benzina che arrivano nel catalizzatore sono bruciate in quella sede. L'aumento di temperatura del catalizzatore può condurre anche ad una temperatura vicina ai 950°C ; il fenomeno deve essere rilevato, in quanto la marmitta, oltre gli 850° , perde le sue capacità di catalisi, ed inoltre corre il rischio di danneggiarsi in maniera irreversibile.

La normativa prevede due distinti criteri per la diagnosi del malfunzionamento:

- Un primo criterio, volto a diagnosticare una percentuale di misfire tale da provocare un aumento delle emissioni inquinanti di un fattore 1.5, viene valutato con una finestra di 1000 cicli motore.
- Un secondo criterio, che serve per diagnosticare una percentuale di misfire pericolosa per il catalizzatore, deve essere valutato in una finestra di soli 200 cicli, in maniera tale da effettuare una diagnosi più rapida rispetto al caso precedente.

La normativa impone inoltre che il sistema di diagnosi rilevi non solo la presenza di un eventuale misfire, ma anche quale sia il cilindro (o, nel caso di misfire multipli, i cilindri) nel quale sono avvenute le mancate combustioni.

Numerose sono le tecniche proposte per la diagnosi delle mancate combustioni. Sono state proposte in pubblicazioni scientifiche metodologie basate sull'analisi dell'andamento della pressione dei gas allo scarico [7], su sensori a correnti di ionizzazione montati in camera di combustione [17], sull'analisi acustica del motore [26] e sul segnale provenienti da una sonda lambda di tipo lineare [8].

Tuttavia, per motivi di costo ed affidabilità, la maggior parte delle tecniche adottate dalle centraline di serie sono basate sull'analisi del sensore di velocità di rotazione affacciato alla ruota fonica del motore [2, 23].

Nei *Capitoli 2, 3 e 4*, verrà presentata una tecnica di diagnosi misfire, basata sull'utilizzo di due sensori di velocità di rotazione, che ha dato ottimi risultati applicata ai dati acquisiti sul banco prova motore.

1.3 Stima in tempo reale di parametri motoristici

Fornire informazioni sui più importanti parametri per la valutazione delle condizioni di funzionamento del motore è un'altra importante funzione che le moderne centraline di controllo sono tenute a soddisfare.

In particolar modo, risulta decisamente interessante effettuare la stima della coppia indicata erogata dal motore. Questo per diversi motivi. Innanzitutto tale misura può fornirci un importante indice per valutare se il motore sta funzionando in maniera corretta o meno. Inoltre si è assistito negli ultimi anni ad un crescente utilizzo di modelli “Torque-based”, nelle quali la stima della coppia indicata viene utilizzata come parametro di controllo.

Sfortunatamente tale misura risulta essere decisamente non banale, a meno di non utilizzare sensori di pressione in camera che, come vedremo, risultano essere oltremodo costosi e poco affidabili, rendendo così impossibile un loro utilizzo in un motore di serie.

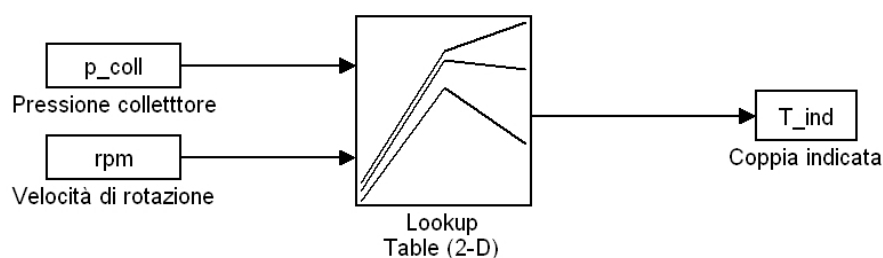


Figura 1.4. Stima di coppia mediante “Look up table”

Diversi approcci sono stati tentati per effettuare stime di coppia su motori di serie; i primi, molto semplici, si basavano su delle elementari “Look-up table”, che, partendo ad esempio dai valori di velocità di rotazione e della pressione nel collettore, fornivano direttamente un valore stimato della coppia indicata (vedi *Figura 1.4*).

Recentemente sono stati sviluppati diversi algoritmi che, partendo dall'analisi di segnali disponibili in centralina, sono in grado di effettuare una stima abbastanza precisa della coppia erogata dal motore; di tali modelli e dei risultati che si ottengono

applicandoli alle prove sperimentali che sono state effettuate si parla in maniera estesa nei *Capitoli 5, 6, 7 e 8*.

1.4 Prevenzione di guasti e malfunzionamenti

1.4.1 La diagnosi di detonazione

Nei motori ad accensione comandata, una delle anomalie di funzionamento più comuni è la *detonazione*, che si verifica quando una parte della miscela, prima di essere raggiunta dal fronte di fiamma regolare, viene a trovarsi in condizioni tali da autoaccendersi spontaneamente, creando un brusco aumento locale della pressione. Si genera quindi un carico impulsivo, che sollecita il cilindro generando delle vibrazioni con frequenze caratteristiche del sistema. Tale condizione di funzionamento anomala deve essere assolutamente evitata, per via degli stress meccanici che induce sul motore.

Diversi sono i fattori che influenzano la tendenza o meno di un motore a detonare: per quanto riguarda la progettazione meccanica, particolare importanza rivestono la forma della camera di combustione, la cui forma deve essere il più possibile compatta per favorire l'avanzamento della scintilla, ed il rapporto di compressione del motore, all'aumentare del quale aumentano la temperatura e la pressione a fine compressione, ed aumenta quindi il rischio di detonazione. Importante è anche la tipologia di combustibile utilizzato. Per le benzine si definisce un indice di resistenza alla detonazione, denominato Numero di Ottani (N.O.).

Anche le condizioni operative influenzano in maniera significativa la tendenza di un motore a detonare. In particolare sono influenti il rapporto aria/combustibile, che deve essere mantenuto il più possibile prossimo ai livelli stechiometrici, la velocità di rotazione del motore, al diminuire della quale diminuisce la velocità di propagazione del fronte di fiamma e, quindi, aumentano le probabilità di detonare, il carico motore, in quanto con motore fortemente parzializzato difficilmente si raggiungono condizioni critiche, ed infine il grado di anticipo di accensione della scintilla, che influenza fortemente le condizioni termodinamiche all'interno del cilindro nella fase di combustione.

Nelle centraline dei motori odierni è presente una mappatura che regola l'anticipo in funzione delle condizioni operative. Tuttavia, per avere un controllo in retroazione sul funzionamento del motore, è necessario utilizzare un sensore in grado di rilevare la detonazione e, se serve, di informare la centralina della necessità di ridurre l'anticipo di combustione.

Per rilevare sperimentalmente la detonazione in un motore ad accensione comandata è possibile utilizzare diverse tipologie di sensori.

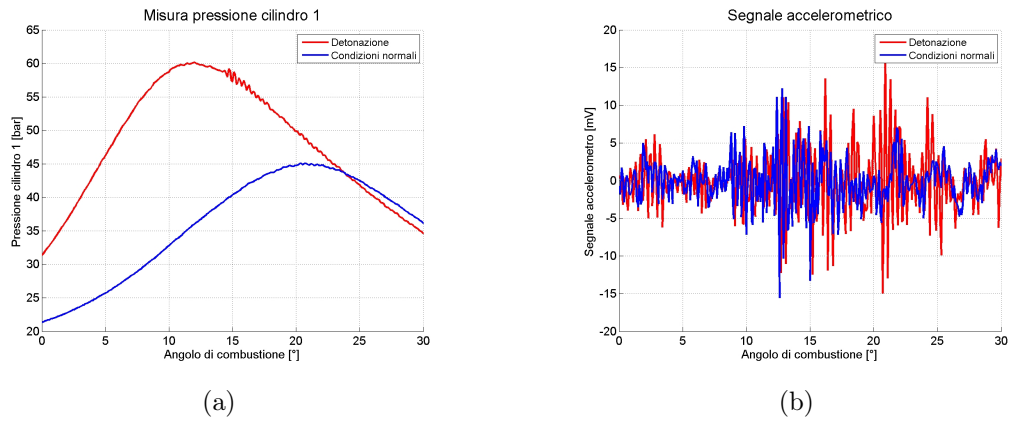


Figura 1.5. Segnali di pressione ed accelerometrici

In laboratorio, si usano spesso dei sensori di pressione montati in camera, del tutto analoghi a quelli che verranno descritti nel *Paragrafo 6.3.2*. Nelle vetture di serie, invece, per motivi di costo, vengono utilizzati dei sensori accelerometrici. In entrambi i casi, la detonazione è riconoscibile dalla presenza di componenti in frequenza elevate (dai 6 kHz fino ai 20 kHz) in prossimità della zona di combustione, come mostrato in *Figura 1.5*.

Partendo da tali segnali, è possibile definire degli *indici di detonazione*, che forniscono indicazioni quantitative sull'entità del fenomeno detonante [6, 19].

Metodologie per la diagnosi del misfire

In questo capitolo viene introdotto un indice di misfire basato sulla ricostruzione della coppia motrice erogata dal motore.

La sperimentazione utilizzata per la sua calibrazione ed ottimizzazione è stata effettuata su un motore a benzina 1200 Fire (le cui caratteristiche sono riportate in *Tabella 2.1*), montato su un banco prova motore dotato di un freno a correnti parassite¹; l'indice proposto viene ricavato partendo dai segnali provenienti da due sensori induttivi, che misurano rispettivamente la velocità di rotazione del lato motore e del lato freno.

L'algoritmo proposto si prefigge l'obiettivo di "osservare" la velocità di rotazione sia del motore sia del freno e, dall'analisi di tali segnali, trarre informazioni sulla coppia indicata erogata dal motore e sulla coppia resistente dissipata dal freno. Se riusciamo ad effettuare una stima con "frequenza di combustione"², riusciamo ad ottenere un indice che può essere utilizzato per l'analisi dei misfire, in quanto ci aspettiamo ovviamente che una mancata combustione generi una brusca diminuzione di coppia, che può essere osservata con l'indice proposto.

¹Compito del freno a correnti parassite è quello di dissipare una certa potenza elettrica tale da simulare il carico motore. Contrariamente ad un freno dinamico (vedi *Capitolo 5*) non è tuttavia in grado di generare una coppia motrice, tale da simulare una condizione di prova "in trascinato".

²Nel nostro caso, avendo a disposizione un motore a 4 cilindri in linea equispaziati, si avranno due combustioni ogni ciclo motore. Quindi occorre realizzare un indice tale da poter essere calcolato ogni 180°.

In questo capitolo verranno descritti tutti i passi necessari per la costruzione di tale indice, partendo dal modello torsionale che sta alla base dell'algoritmo, ed analizzando la configurazione sperimentale ed il trattamento dati necessari per la corretta definizione dell'indice.

Tabella 2.1. Caratteristiche motore Fire 1200

Motore	Fire 1200
Cilindrata	1.242 cm ³
Ordine di accensione	1-3-4-2
Anticipo apertura aspirazione	7°
Ritardo chiusura aspirazione	41°
Anticipo apertura scarico	43°
Ritardo chiusura scarico	5°
Alesaggio	d = 70.8 mm
Corsa	2r = 78.9 mm
Lunghezza biella	l = 129.0 mm
Rapporto compressione	9.8
$\lambda = r/l$	0.3057

2.1 Indici tradizionali per la diagnosi misfire

Nella diagnosi del misfire viene molto spesso usato l'indice LU [27], definito come:

$$LU(k+1) = \frac{\Delta\tau(k+1) - \Delta\tau(k)}{\Delta\tau(k)^3} \quad (2.1)$$

Dove $\Delta\tau(k)$ è il periodo di combustione, ovvero il tempo che impiega il motore a percorrere un intervallo angolare pari alla distanza fra due combustioni consecutive. Nel caso di motore 4 cilindri, tale intervallo vale 180°.

La presenza di un misfire genera un periodo di combustione con un periodo maggiore rispetto ai precedenti (vedi *Figura 2.1(a)*); di conseguenza, l'indice LU, che di norma assume un valore mediamente nullo, si porta ad un valore sensibilmente maggiore rispetto al quelli assunti durante il regolare funzionamento del motore, come mostrato in *Figura 2.1(b)*.

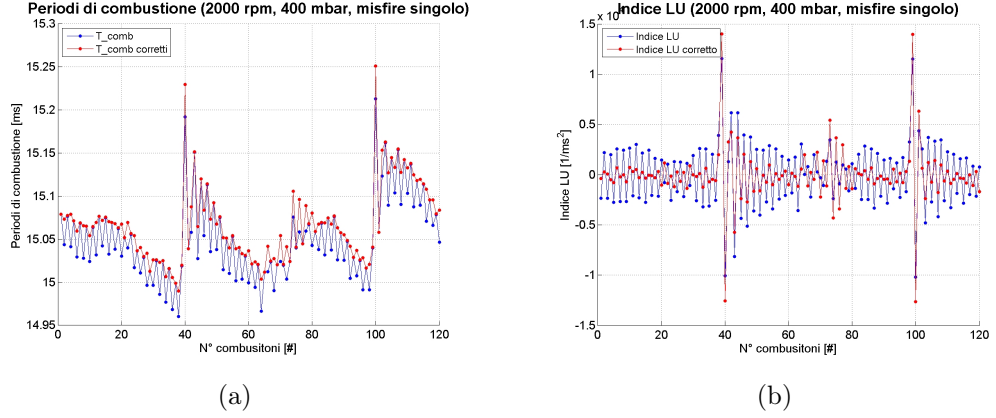


Figura 2.1. Andamento dei tempi dente e dell'indice LU in presenza di un misfire

2.1.1 Autoapprendimento

Dall'analisi dell'andamento dei periodi di combustione si nota come vi siano delle notevoli irregolarità da cilindro a cilindro. Queste possono essere dovute in parte alle irregolarità della ruota fonica, ma soprattutto dalle differenti condizioni di funzionamento dei vari cilindri.

Tale disomogeneità rende ovviamente più difficoltosa la diagnosi del misfire; pertanto è consigliabile effettuare preventivamente una operazione di “*autoapprendimento*”, tale da consentirci di filtrare tale andamento.

A tale scopo, occorre analizzare delle prove nelle quali non sono stati indotte mancate combustioni, ed analizzare l'andamento dei periodi di combustione cilindro per cilindro (vedi *Figura 2.1(a)*). Detti $\overline{\Delta\tau_1}$, $\overline{\Delta\tau_2}$, $\overline{\Delta\tau_3}$ e $\overline{\Delta\tau_4}$ i valori medi assunti dai periodi di combustione nei 4 cilindri, è possibile definire dei coefficienti correttivi ζ_2 , ζ_3 e ζ_4 , tramite i quali calcolare i tempi dente corretti $\Delta\tau_c$, secondo le relazioni:

$$\zeta_2 = \frac{\overline{\Delta\tau_1}}{\overline{\Delta\tau_2}} \quad \Delta\tau_{c,2}(k) = \zeta_2 \cdot \Delta\tau_2(k) \quad (2.2)$$

$$\zeta_3 = \frac{\overline{\Delta\tau_1}}{\overline{\Delta\tau_3}} \quad \Delta\tau_{c,3}(k) = \zeta_3 \cdot \Delta\tau_3(k) \quad (2.3)$$

$$\zeta_4 = \frac{\overline{\Delta\tau_1}}{\overline{\Delta\tau_4}} \quad \Delta\tau_{c,4}(k) = \zeta_4 \cdot \Delta\tau_4(k) \quad (2.4)$$

Questa operazione, pur non essendo particolarmente complessa, rende la calibrazione dell'algoritmo di diagnosi del misfire più laboriosa; infatti, l'operazione di autoapprendimento deve essere realizzata in diversi punti motore, in quanto le disuniformità del motore dipendono dalle condizioni di funzionamento, dunque è necessario effettuare una mappatura di tali valori in tutto il campo di funzionamento del motore [5].

2.2 Modello torsionale del motore

Consideriamo inizialmente il motore accoppiato al freno a correnti parassite.

Al fine di ricostruire la coppia erogata dal motore (e, contemporaneamente, quella dissipata dal freno a correnti parassite), è necessario sviluppare un semplice modello torsionale del sistema motore-giunto-freno.

In questo modello, motore e freno vengono considerati come due inerzie (rispettivamente J_e ³ e J_b), mentre il giunto viene schematizzato come un elemento dotato di una rigidezza K_{eb} ed un coefficiente di viscosità ρ_{eb} .

Sotto queste ipotesi, è possibile scrivere le equazioni dinamiche del sistema nel dominio temporale come:

$$J_e \cdot \frac{d\omega_e}{dt}(t) = T_e(t) - K_{eb} \cdot [\theta_e(t) - \theta_b(t)] - \rho_{eb} \cdot [\omega_e(t) - \omega_b(t)] \quad (2.5)$$

$$J_b \cdot \frac{d\omega_b}{dt}(t) = -T_b(t) + K_{eb} \cdot [\theta_e(t) - \theta_b(t)] + \rho_{eb} \cdot [\omega_e(t) - \omega_b(t)] \quad (2.6)$$

Dove si ha:

J_e	Momento d'inerzia lato motore [$kg \cdot m^2$]
J_b	Momento d'inerzia lato freno [$kg \cdot m^2$]
K_{eb}	Coefficiente elastico del giunto [$\frac{N}{rad}$]
ρ_{eb}	Coefficiente di attrito viscoso del giunto [$\frac{N}{rad/s}$]

³In realtà, sarebbe corretto schematizzare il motore come un sistema composto da molte inerzie, ognuna delle quali rappresentante una parte di esso (bielle, pistoni, albero a gomiti). Tuttavia, data la bontà dei risultati ottenuti con il modello semplificato e la complicazione derivante dall'utilizzo di un sistema di inerzie, si è deciso di schematizzare il lato motore come una singola inerzia.

θ_e	Posizione angolare lato motore $[rad]$
θ_b	Posizione angolare lato freno $[rad]$
ω_e	Velocità angolare lato motore $[\frac{rad}{sec}]$
ω_b	Velocità angolare lato freno $[\frac{rad}{sec}]$
T_e	Coppia applicata al lato motore $[N \cdot m]$
T_b	Coppia applicata al lato freno $[N \cdot m]$

Per quanto riguarda la coppia lato motore T_e , questa è data dalla somma della coppia indicata T_{ind} , la coppia d'inerzia alterna T_{rec} e le coppie di attrito T_{fri} .

Per quanto riguarda la coppia d'inerzia alterna sappiamo che, nota la massa equivalente M_{eq} delle masse alterne ed il raggio di manovella r , il termine relativo ad un singolo cilindro può essere espresso come:

$$T_{rec}^i(\theta_e) = M_{eq}r^2 f(\theta_e - \Delta\theta_i) \cdot \left[f(\theta_e - \Delta\theta_i) \ddot{\theta}_e + \frac{df}{d\theta_e}(\theta_e - \Delta\theta_i) \dot{\theta}_e^2 \right] \quad (2.7)$$

Dove $\Delta\theta_i$ rappresenta la fase angolare del cilindro i -esimo, mentre con $f(\theta_e)$ si è indicata la **funzione di manovellismo**, nota a partire dalla geometria del motore dalla relazione:

$$f(\theta_e) = \sin(\theta_e) + \frac{\lambda \sin(2\theta_e)}{2\sqrt{1 - [\lambda \sin(\theta_e)]^2}} \quad (2.8)$$

L'andamento delle coppie d'inerzia alterne, relative sia ai singoli cilindri, sia all'intero motore, sono riportate in *Figura 2.2*. Osservando l'analisi in frequenza della coppia d'inerzia alterna dell'intero motore, si nota come siano presenti solamente l'armonica di ordine 4 (relativa al periodo di combustione) ed i suoi multipli. Da ciò si deduce che, nel caso in esame, in una finestra angolare di 180° , la componente media delle coppie d'inerzia alterne sia nulla.

Pertanto è lecito considerare $T_e = T_{ind} - T_{fri}$.

Le equazioni (2.5) e (2.6) sono state ricavate in *base tempo*. E' possibile passare ad equazioni su *base angolo* ricordando che per una generica variabile X si ha:

$$\frac{dX}{dt}(t) = \frac{dX}{d\theta_e}(\theta_e) \cdot \frac{d\theta_e}{dt}(\theta_e) = \omega_e(\theta_e) \cdot \frac{dX}{d\theta_e}(\theta_e) \quad (2.9)$$

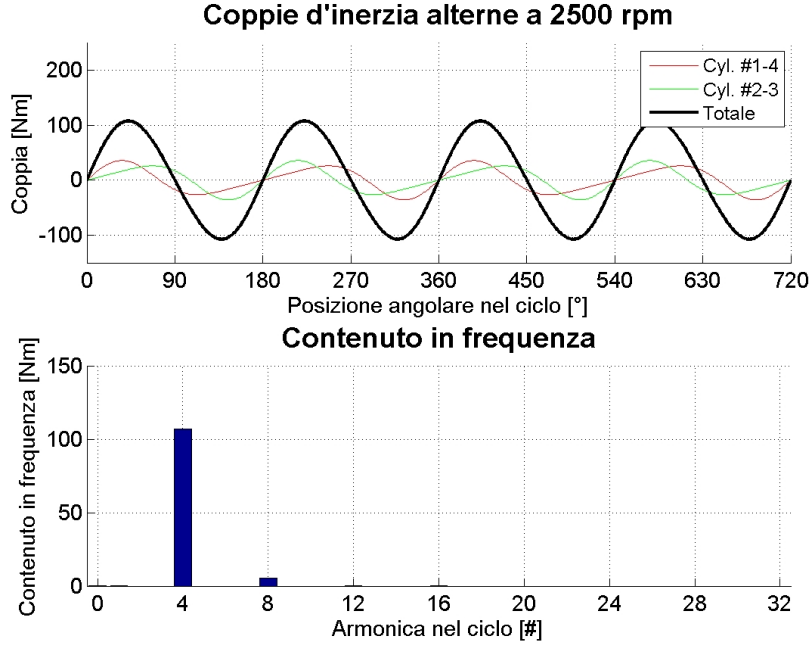


Figura 2.2. Coppie d'inerzia alterne a 2500 rpm

Passando in base angolo ed esplicitando le coppie motrici e resistenti si ottiene:

$$T_e(\theta_e) = J_e \cdot \omega_e(\theta_e) \cdot \frac{d\omega_e}{d\theta_e}(\theta_e) + K_{eb} \cdot [\theta_e - \theta_b(\theta_e)] + \rho_{eb} \cdot [\omega_e(\theta_e) - \omega_b(\theta_e)] \quad (2.10)$$

$$T_b(\theta_e) = -J_e \cdot \omega_e(\theta_e) \cdot \frac{d\omega_e}{d\theta_e}(\theta_e) + K_{eb} \cdot [\theta_e - \theta_b(\theta_e)] + \rho_{eb} \cdot [\omega_e - \omega_b(\theta_e)] \quad (2.11)$$

Se dunque siamo in grado di misurare la posizione e la velocità angolare del lato freno e del lato motore con un certo intervallo angolare, dalle (2.10) e (2.11) siamo in grado di stimare sia la coppia erogata dal motore, sia la coppia resistente assorbita dal freno.

Vediamo ora come sia possibile misurare le posizioni, velocità ed accelerazioni angolari partendo dai segnali provenienti dalle ruote foniche.

2.3 Tempi dente e periodi di combustione

2.3.1 Calcolo dei tempi dente

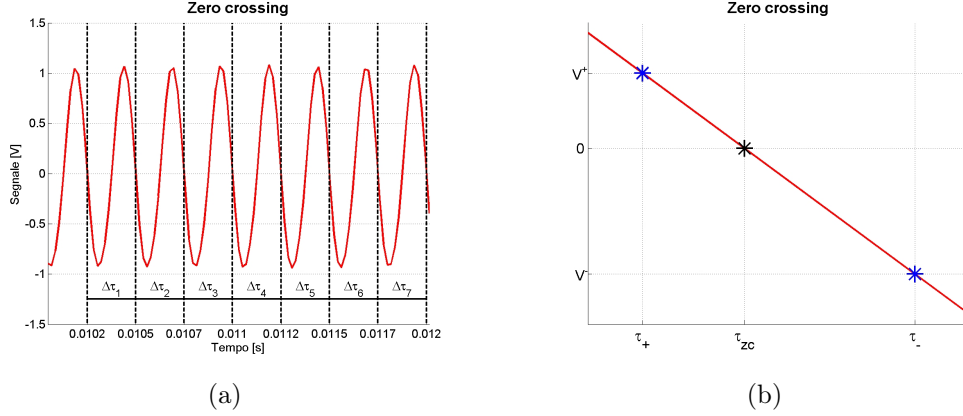


Figura 2.3. Zero-crossing del segnale

Con l'espressione “*tempo dente*” si indica il lasso di tempo che intercorre fra il passaggio di due denti consecutivi di fronte al sensore induttivo. Partendo dal segnale acquisito, si prendono come riferimento gli istanti in cui il segnale ha una transizione da un valore positivo ad un valore negativo (vedi *Figura 2.3(a)*).

Il calcolo di questi istanti viene effettuato tramite un'operazione di interpolazione lineare, attraverso la quale l'istante di transizione viene calcolato come una media pesata dell'ultimo istante in cui il segnale ha un valore positivo ed il primo istante in cui il segnale ha valore negativo (vedi *Figura 2.3(b)*), secondo la relazione:

$$\tau_{zc} = \frac{|V^-| \cdot \tau_+ + V^+ \cdot \tau_-}{|V^-| + V^+} \quad (2.12)$$

Valori tipici per i tempi dente sono riportate in *Figura 2.4*; in particolare, vengono riportati i valori ottenuti in due prove nelle quali sono stati indotti rispettivamente dei misfire singoli e dei misfire doppi. Già da queste figure si nota come la mancata combustione genera effettivamente un notevole disturbo nel funzionamento del motore, ovviamente maggiormente evidenti nel caso di misfire multiplo. Tuttavia, analizzando tali figure, non è semplice risalire in quale (o quali) cilindro si sia verificata la mancata combustione. Scopo delle successive elaborazioni sarà quindi

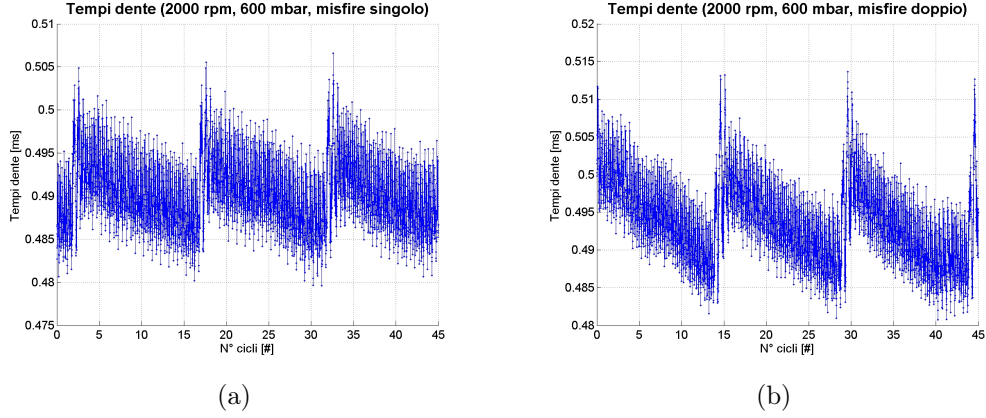


Figura 2.4. Tempi dente ruota fonica lato motore (2000 rpm, 600 mbar)

quello di costruire un indice che, partendo dai tempi dente, fornisca un indice il più possibile preciso ed affidabile per la diagnosi delle mancate combustioni.

2.3.2 Fasatura fra motore e volano

Per calcolare la velocità e l'accelerazione angolare del lato motore usiamo come detto il segnale proveniente dalla ruota fonica calettata sul volano. Da questa ruota otteniamo i tempi di zero-crossing τ_{e116} corrispondenti ad intervalli angolari pari a $(2\pi/116)$ rad. Siccome la ruota del lato motore ha 60 denti, per poter confrontare gli andamenti di velocità del lato motore e del lato freno occorre eseguire un'interpolazione dei tempi di zero-crossing per ottenere dei tempi di zero-crossing τ_{e60} relativi ad intervalli angolari pari a $(2\pi/60)$ rad (vedi *Figura 2.5*).

2.3.3 Calcolo dei periodi di combustione

Con l'espressione “*periodo di combustione*” indichiamo il periodo che intercorre fra una combustione e l'altra. Nel caso in esame, dovendo essere il periodo di combustione relativo a 180° , ed avendo a disposizione una ruota fonica con 60 denti, avremo che un periodo di combustione sarà formato da 30 tempi dente consecutivi, come mostrato in *Figura 2.6*. La scelta della “*finestra di osservazione*” (ovvero, del posizionamento dei periodi di combustione rispetto al segnale dell'albero a camme) verrà effettuata analizzando i risultati ottenuti dall'algoritmo al variare di questa,

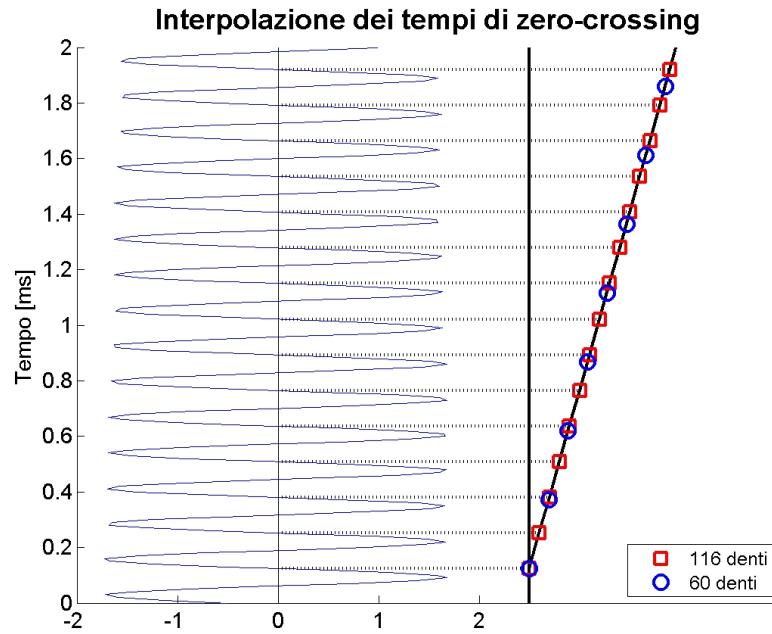


Figura 2.5. Interpolazione dati ruota fonica lato volano

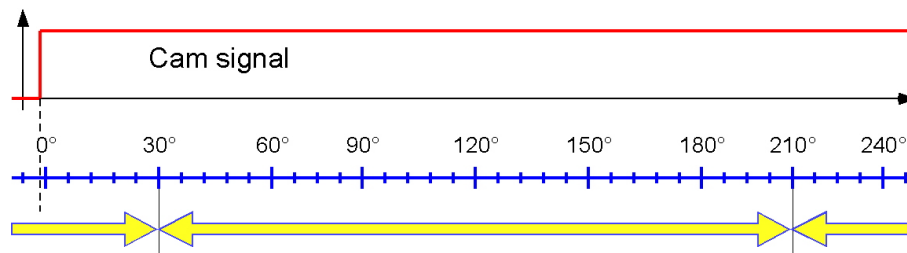


Figura 2.6. Periodi di combustione

e ricercando la condizione ottimale che ci consente la miglior diagnosi possibile (si veda a proposito il *Paragrafo 4.4*).

2.4 Calcolo velocità ed accelerazioni

Per effettuare una corretta ricostruzione di coppia, è necessario conoscere i valori di posizione, velocità ed accelerazione angolare ad intervalli angolari precisi, ovvero

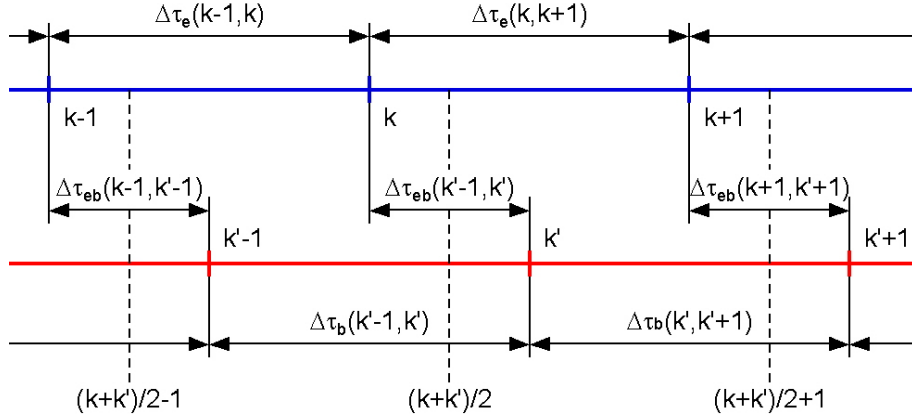


Figura 2.7. Elaborazione segnali ruote foniche

ogni 180° di rotazione della ruota motrice. Nella *Figura 2.7* sono riportati i periodi di combustione, sia lato motore (linea azzurra), sia lato freno (linea rossa).

2.4.1 Calcolo delle grandezze lato motore

Per quanto riguarda i valori di posizione angolare θ_e , questi sono per definizione equispaziati, dunque, posto $\Delta\theta_e = 180 \text{ deg}$, si ha:

$$\theta_e(k) = k \cdot (2 \cdot \pi / 60) = k \cdot \Delta\theta_e \quad (2.13)$$

Per calcolare i valori di velocità angolare lato motore partiamo dalla misura dei tempi dente $\tau_e(k)$. Si ottiene:

$$\bar{\omega}_e(k + 1/2) = \frac{\Delta\theta(k, k + 1)}{\Delta\tau(k, k + 1)} = \frac{\Delta\theta_e}{\Delta\tau(k, k + 1)} \quad (2.14)$$

Tramite la (2.14) è possibile calcolare i valori medi della velocità di rotazione lato motore in finestre centrate negli istanti $k + 1/2$ (vedi *Figura 2.6*). Siccome siamo interessati a calcolare la velocità di rotazione negli istanti k , occorre effettuare una semplice operazione di interpolazione:

$$\bar{\omega}_e(k) = \frac{\bar{\omega}_e(k + 1/2) + \bar{\omega}_e(k - 1/2)}{2} \quad (2.15)$$

Combinando la (2.14) e la (2.15) si ottiene:

$$\bar{\omega}_e(k) = \frac{\Delta\theta_e}{2} \left[\frac{1}{\Delta\tau(k, k+1)} + \frac{1}{\Delta\tau(k-1, k)} \right] \quad (2.16)$$

E' poi possibile calcolare l'accelerazione angolare come:

$$\frac{\Delta\bar{\omega}_e}{\Delta\theta_e}(k) = \frac{\bar{\omega}_e(k+1/2) - \bar{\omega}_e(k-1/2)}{\Delta\theta_e} \quad (2.17)$$

Analogamente a quanto visto per la velocità di rotazione, combinando la (2.14) e la (2.17) si ottiene:

$$\frac{\Delta\bar{\omega}_e}{\Delta\theta_e}(k) = \left[\frac{1}{\Delta\tau(k, k+1)} - \frac{1}{\Delta\tau(k-1, k)} \right] \quad (2.18)$$

2.4.2 Calcolo delle grandezze lato freno

Calcoliamo ora la posizione, velocità ed accelerazione angolare del lato freno. Ovviamente occorrerà calcolare tali valori negli istanti in cui si ha:

$$\theta_e = \{0; \Delta\theta_e; 2\Delta\theta_e; 3\Delta\theta_e...\}$$

Un primo problema che si presenta è dato dal fatto che le due ruote foniche non presentano uno zero-crossing simultaneo, in quanto è presente un certo sfasamento angolare $\Delta\theta_{TOT}$, dovuto in parte alla torsione relativa $\Delta\theta_{eb}$ causata dal momento torcente applicato al giunto (vedi *Figura 2.6*), ed in parte ad un offset iniziale $\Delta\theta_0$ legato al montaggio delle ruote, per la cui valutazione sperimentale si rimanda al *Paragrafo 2.5*.

Per quanto riguarda θ_b , il suo valore è noto una volta noto lo sfasamento temporale fra le due ruote foniche $\Delta\tau_{eb}$ e la velocità di rotazione. Allo sfasamento calcolato occorrerà togliere un offset $\Delta\theta_0$, in quanto, come detto, le due ruote foniche non misurano uno zero-crossing nel medesimo settore angolare.

Per quanto detto si può scrivere:

$$\theta_b(k) = \theta_e(k) - \Delta\theta_{eb}(k) \quad (2.19)$$

Lo sfasamento $\Delta\theta_{eb}$ può essere calcolato nel punto $(k + k')/2$:

$$\Delta\theta_{eb}\left(\frac{k+k'}{2}\right) = \bar{\omega}_e\left(\frac{k+k'}{2}\right) \cdot \Delta\tau(k,k') - \Delta\theta_0 \quad (2.20)$$

Nella (2.20) compare il valore della velocità di rotazione del motore $\bar{\omega}_e$ nel punto $(k+k')/2$; tale valore può essere facilmente ricavato mediante un'interpolazione fra i valori che la velocità di rotazione assume negli istanti k e $k+1$:

$$\bar{\omega}_e\left(\frac{k+k'}{2}\right) = \frac{\psi'_k \cdot \bar{\omega}_e(k) + \psi''_k \cdot \bar{\omega}_e(k+1)}{\psi'_k + \psi''_k} \quad (2.21)$$

Dove i pesi ψ'_k e ψ''_k valgono rispettivamente:

$$\begin{aligned} \psi_k &= \Delta\tau(k, k+1) - \Delta\tau(k, k') / 2 \\ \psi_{k+1} &= \Delta\tau(k, k') / 2 \end{aligned}$$

Dalle precedenti equazioni si può ricavare $\Delta\theta_{eb}((k+k')/2)$. A questo punto è possibile calcolare $\Delta\theta_{eb}(k)$ come:

$$\Delta\theta_{eb}(k) = \frac{\chi'_k \cdot \Delta\theta_{eb}\left(\frac{k+k'}{2} - 1\right) + \chi''_k \cdot \Delta\theta_{eb}\left(\frac{k+k'}{2}\right)}{\chi'_k + \chi''_k} \quad (2.22)$$

Dove si ha:

$$\begin{aligned} \chi'_k &= \Delta\tau(k, k') / 2 \\ \chi''_k &= \Delta\tau(k-1, k) - \Delta\tau(k-1, k'-1) \end{aligned}$$

Utilizzando la(2.22) si può ricavare lo sfasamento angolare fra le due ruote negli istanti richiesti (ovvero $k-1$, k , $k+1$...).

Vediamo ora come sia possibile calcolare la velocità di rotazione del lato freno; in analogia con quanto visto nella (2.16) a proposito della velocità di rotazione del lato motore, è possibile scrivere:

$$\bar{\omega}_b(k') = \frac{\Delta\theta_e}{2} \cdot \left[\frac{1}{\Delta\tau(k'-1, k')} + \frac{1}{\Delta\tau(k', k'+1)} \right] \quad (2.23)$$

Nota $\bar{\omega}_b(k')$, si può calcolare $\bar{\omega}_b(k)$ come:

$$\bar{\omega}_b(k) = \frac{\phi'_k \cdot \bar{\omega}_b(k' - 1) + \phi''_k \cdot \bar{\omega}_b(k')}{\phi'_k + \phi''_k} \quad (2.24)$$

Dove si ha:

$$\begin{aligned} \phi'_k &= \Delta\tau(k, k') \\ \phi''_k &= \Delta\tau(k - 1, k) - \Delta\tau(k - 1, k' - 1) \end{aligned}$$

Per quanto riguarda $\frac{\Delta\bar{\omega}_b}{\Delta\theta_e}$ si ha analogamente:

$$\frac{\Delta\bar{\omega}_b}{\Delta\theta_e}(k') = \left[\frac{1}{\Delta\tau(k' - 1, k')} - \frac{1}{\Delta\tau(k', k' + 1)} \right] \quad (2.25)$$

Interpolando, come al solito, nei punti $k - 1$, k , $k + 1$, otteniamo:

$$\frac{\Delta\bar{\omega}_b}{\Delta\theta_e}(k) = \frac{\phi'_k \cdot \frac{\Delta\bar{\omega}_b}{\Delta\theta_e}(k' - 1) + \phi''_k \cdot \frac{\Delta\bar{\omega}_b}{\Delta\theta_e}(k')}{\phi'_k + \phi''_k} \quad (2.26)$$

I pesi ϕ'_k e ϕ''_k che compaiono nella (2.26) sono gli stessi presenti nella (2.24) relativa alla velocità di rotazione del lato freno.

2.5 Offset iniziale fra le due ruote foniche

Nel *Paragrafo 2.4.2* si è introdotto lo sfasamento $\Delta\theta_0$ che le due ruote possiedono in condizioni di carico nullo. Ovviamente, come detto, tale sfasamento non è dovuto ad una torsione reale del giunto, bensì dalla differenza di montaggio delle due ruote foniche.

Per la valutazione di tale offset, sono state analizzate diverse prove in stazionario (le stesse che verranno descritte nel *Capitolo 4*); dall'analisi dei segnali provenienti dalle due ruote foniche, utilizzando le relazioni introdotte nel *Paragrafo 2.3.2*, è stato possibile ricavare la torsione $\Delta\theta_{TOT}$ letta dai due sensori. Contemporaneamente, per ogni prova è stata registrata la coppia T_b dissipata dal freno a correnti parassite.

In questo modo è possibile verificare come la coppia e lo sfasamento angolare sono legati da una semplice relazione lineare del tipo:

$$T_b = K \cdot (\Delta\theta_{TOT} - \Delta\theta_0) \quad (2.27)$$

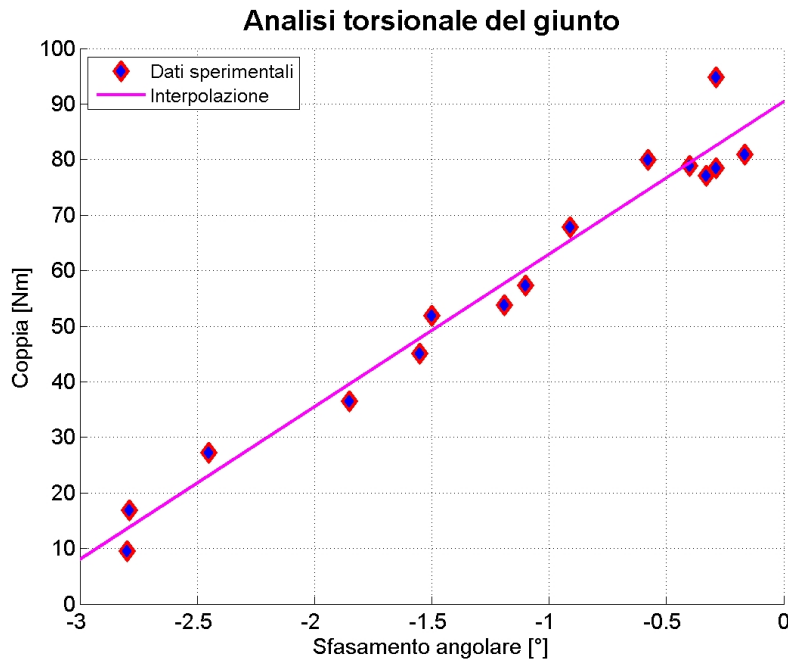


Figura 2.8. Relazione sperimentale fra coppia frenante e sfasamento angolare

I valori di K e $\Delta\theta_0$ sono stati ricavati con il metodo della minimizzazione dello scarto quadratico medio. In *Figura 2.8* vengono riportati i dati sperimentali e la retta di regressione che meglio interpola tali valori.

Dall'analisi effettuata si trovano i seguenti valori:

$$* K = 1575.4 \frac{N \cdot m}{rad}$$

$$* \Delta\theta_0 = 3.29^\circ (0.0574 \text{ rad})$$

Capitolo 3

La sala prove e la strumentazione

In questo capitolo viene descritta sommariamente, senza pretesa di esaustività, la sala prove motore in cui si sono svolte le prove sperimentali volte a verificare l'efficacia dell'algoritmo di stima di coppia presentato nel *Capitolo 2*; in particolare, viene descritto il sistema di controllo che ci ha consentito di comandare il motore a nostro piacimento, gli strumenti utilizzati per le acquisizioni, e la sensoristica utilizzata per la campagna di prove in esame¹.

Per una trattazione più approfondita, si rimanda a [10].

3.1 La sala prove motore

In *Figura 3.1* è visibile il motore montato al banco, e collegato ad un freno a correnti parassite mediante un giunto elastico, come già osservato nel *Capitolo 2*.

Inizialmente tale motore veniva controllato mediante la sua centralina di serie, ovvero quella che equipaggia tutte le vetture circolanti su strada. Dopodiché, al fine di poter effettuare su questo motore dei test tali da richiedere un particolare sistema di controllo, più flessibile di quello precedentemente installato, si è deciso di

¹In particolare, in queste prove sono stati utilizzati dei sensori induttivi per la misura della velocità di rotazione del motore e del freno. Occorre ricordare che la sala prove motore è dotata di una vasta gamma di sensori, i quali tuttavia, non essendo stati utilizzati in questa campagna oppure avendo essi avuto un ruolo marginale, non vengono descritti in questo lavoro.

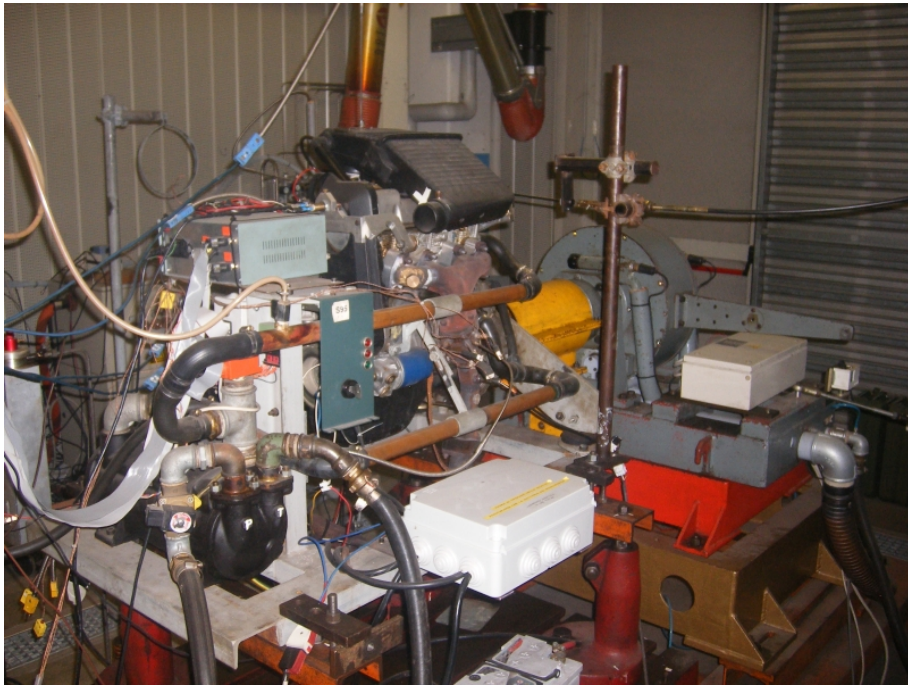


Figura 3.1. Il motore montato al banco prova

duplicare le funzioni della centralina di serie mediante un sistema hardware, tale da essere completamente programmabile dall'operatore che lavora nella sala prove.

Si è dunque scelto di utilizzare un sistema basato su hardware dSpace, costituito da:

- una **scheda di input/output**, dotata di canali analogici e digitali, alla quale è affidato il compito di acquisire i segnali provenienti dai sensori installati sul motore, e di inviare agli attuatori (iniettori, candele) i comandi necessari per il funzionamento del motore.
- un modulo **AutoBox**, nel quale è presente un modello realizzato in ambiente *Simulink* che emula la centralina del motore.
- un “**circuito elettronico esterno**” (CEE), collegato all'AutoBox, il quale ha il compito di eseguire alcune semplici operazioni legate alla generazione di onde quadre utilizzate per il controllo degli attuatori. La sua presenza è

dovuta al fatto che l'AutoBox, da sola, non sarebbe in grado di svolgere tutte le funzioni che sono richieste per il controllo motore, dunque ha bisogno di un supporto esterno che, in serie, esegua parte dei calcoli richiesti.

- un **PC** collegato attraverso connessione ethernet all'AutoBox, attraverso il quale è possibile sia controllare in tempo reale il banco prova durante il suo funzionamento (variando ad esempio la velocità di rotazione, la coppia dissipata dal freno, oppure forzare il motore a lavorare in condizioni particolari, ad esempio inducendo mancate combustioni, oppure variando manualmente l'anticipo di accensione), sia modificare il modello della centralina implementato, al fine di aggiungere nuove potenzialità al sistema di controllo.

3.2 Il controllo motore

3.2.1 La centralina virtuale

Come accennato nel *Paragrafo 3.1*, all'interno dell'AutoBox è presente un modello *Simulink* che ha il compito di regolare il banco prova (dunque, sia il motore, sia il freno) durante il suo funzionamento. A differenza dei normali modelli *Simulink* che funzionano off-line, in questo modello sono presenti dei blocchi dedicati alle acquisizioni (denominato *acquisizioni analogiche*), ed all'invio di dati verso gli attuatori (denominato *controllo DES-SAT*). Tali blocchi sono visibili nella *Figura 3.2*, che rappresenta l'interfaccia principale del modello di controllo.

Come ricordato all'inizio del capitolo, entrare nel merito dei singoli blocchi che costituiscono il modello di controllo non è lo scopo di questo lavoro. Ci limiteremo quindi a descrivere i blocchi di maggior interesse per lo studio in esame, ovvero quelli relativi alla generazione di mancate combustioni.

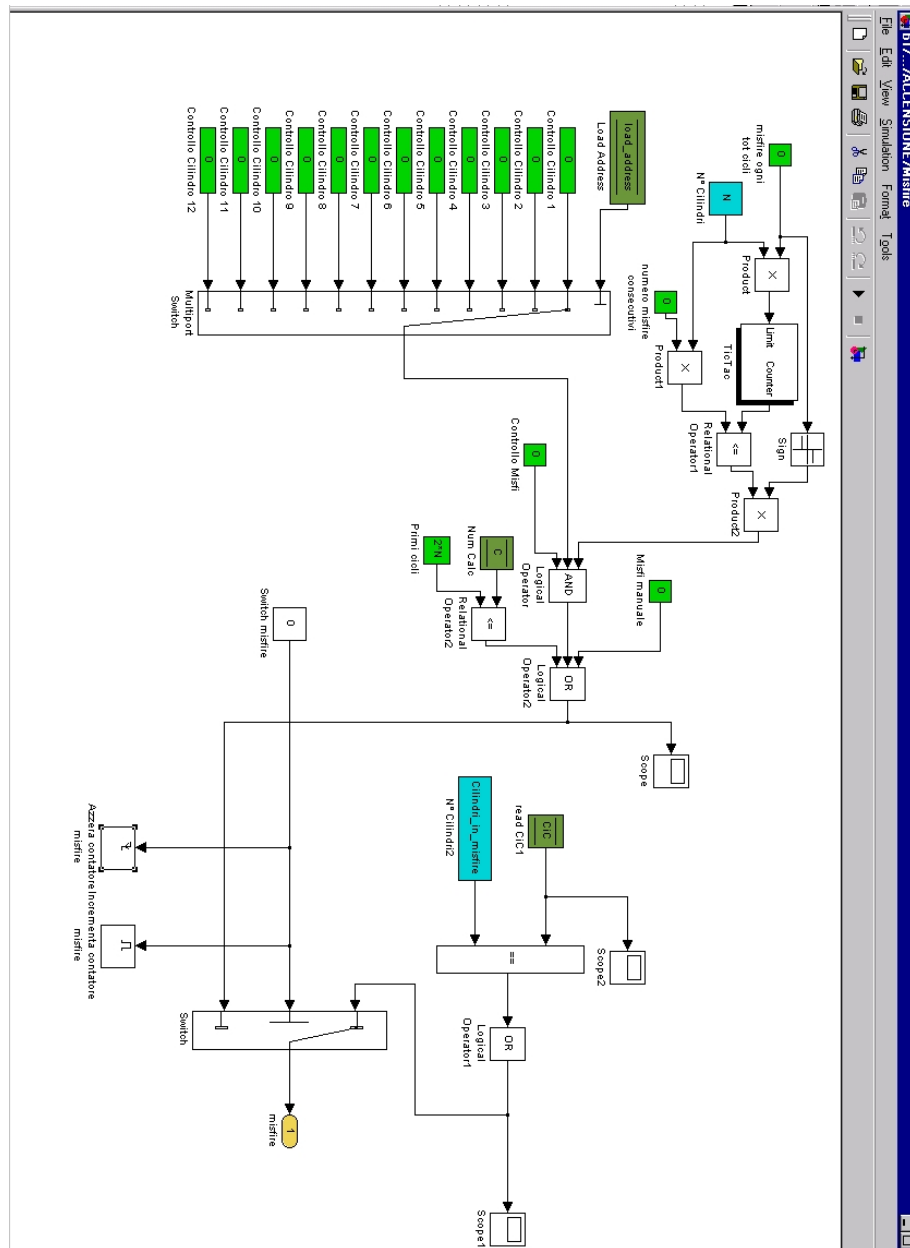


Figura 3.3. Controllo motore: generazione misfires

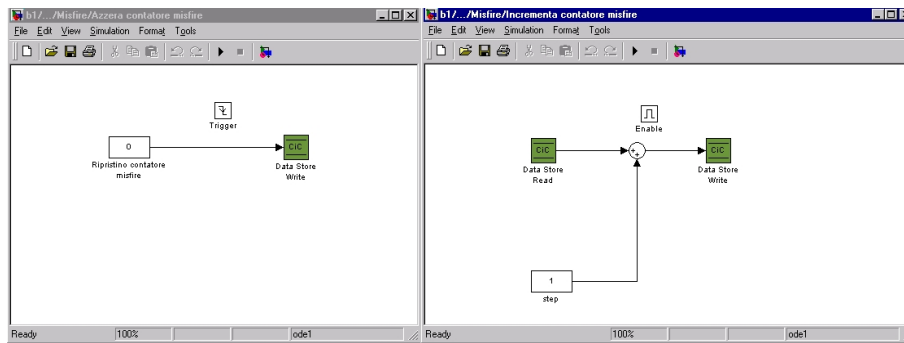


Figura 3.4. Contatore cicli

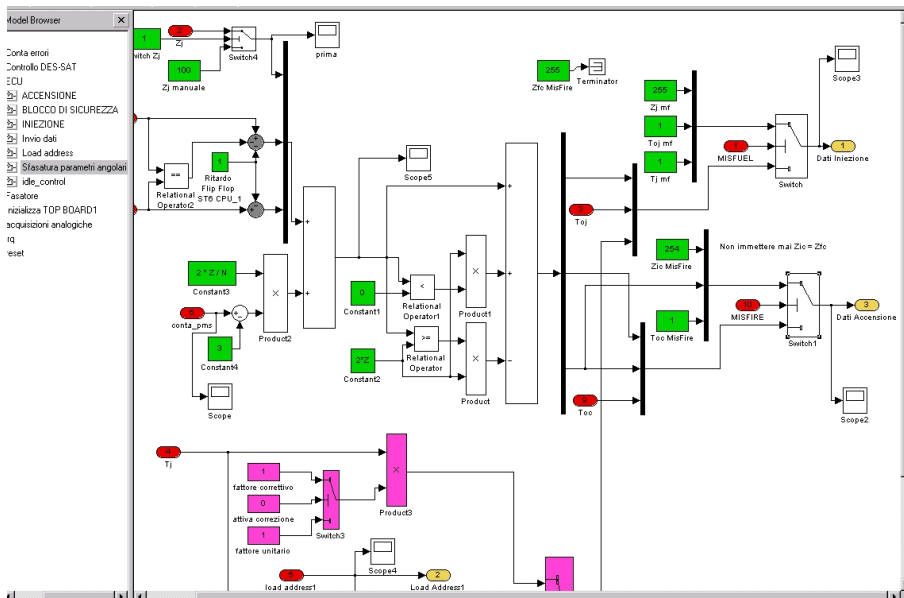


Figura 3.5. Controllo motore: inibizione dell'iniezione

Analizzando la *Figura 3.3*, si vede come vi sia un blocco denominato *Switch misfire*, regolabile dal pannello di Control Desk (vedi *Figura 3.6*). Quando questo viene attivato, parte un contatore che misura il numero di cicli trascorsi, e che viene azzerato ogni N cicli (dove N è un parametro regolabile), grazie ai sottosistemi visibili in *Figura 3.4*. Ogni volta che tale contatore ritorna al valore nullo, viene generata

una mancata combustione nei cilindri desiderati, regolabili tramite delle check-box collegate ai vari blocchi *Controllo Cilindro*, presenti nella *Figura 3.2*².

Tutto ciò è realizzato mediante un blocco di switch, visibile in *Figura 3.5* che, quando viene attivato il comando di inibizione dell'iniezione, porta ad un valore nullo il tempo di apertura degli iniettori dei cilindri dei quali si intende inibire la combustione.

3.2.2 L'interfaccia di controllo

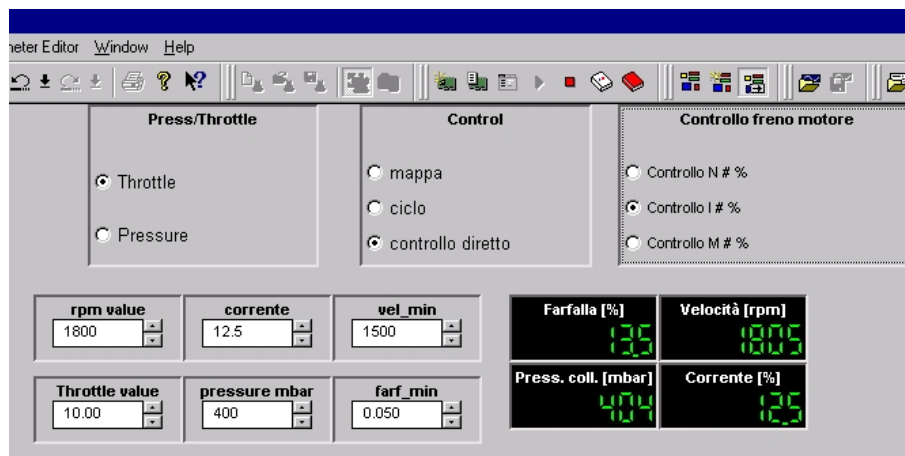


Figura 3.6. Interfaccia del controllo motore

Attraverso il PC collegato all'AutoBox è possibile, come detto, monitorare e controllare in tempo reale il banco prova motore. Questo grazie ad un'interfaccia grafica, denominata *Control Desk*, che è in grado di “dialogare” con il modello Simulink presente all'interno dell'AutoBox.

In *Figura 3.6* è visualizzata la parte dell'interfaccia grafica relativa al controllo dei principali parametri del banco. In particolare, è possibile:

²Si noti come nel modello Simulink in esame, siano presenti 12 blocchi *Controllo Cilindro*. Ovviamente, essendo il motore in esame un quattro cilindri, ed essendo sufficiente un blocco per ogni cilindro, il loro numero è sovrabbondante. Tuttavia il modello è stato progettato in maniera tale da risultare “modulare”, ovvero deve essere tale da poter essere trasportato da un motore all'altro con la minima fatica. Da qui la scelta di utilizzare 12 blocchi per l'inibizione della combustione.

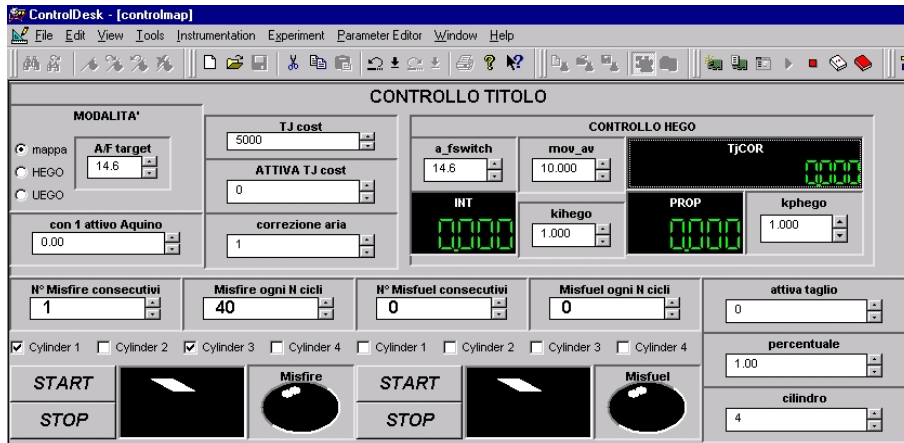


Figura 3.7. Interfaccia per la generazione di misifres

- Decidere la modalità di controllo. In particolare, nel layout considerato, sono disponibili tre modalità ³:
 - **Controllo I # %**: è il sistema di controllo più semplice. Quando questo controllo è attivo, il banco viene controllato agendo direttamente sulla corrente circolante sul freno e sulla posizione della farfalla.
 - **Controllo N # %**: la corrente sul freno è regolata in retroazione sul valore di velocità di rotazione obiettivo imposto, mentre il motore è regolato in percentuale di apertura della farfalla.
 - **Controllo M # %**: in questo caso il freno è controllato in retroazione sulla coppia resistente, mentre il motore è regolato in percentuale di apertura della farfalla.
- Possibilità di retroazionare la posizione della valvola farfalla in ragione della pressione collettore obiettivo imposta.

³In realtà, esistono anche altre modalità di controllo, quali il controllo in coppia e velocità (**M # N**), ma l'interfaccia utilizzata non ne prevede l'utilizzo, in quanto non utilizzate per i nostri scopi.

- Possibilità di settare la velocità di rotazione del motore, la pressione del collettore, la corrente circolante sul freno e la posizione del corpo farfallato. Di questi 4 parametri, solamente due possono essere variati indipendentemente dagli altri. A seconda del sistema di controllo imposto, varierà la coppia di parametri che è possibile regolare.

In *Figura 3.7* viene riportata l'interfaccia per la generazione di misfire e di misfuel⁴ nel motore. E' possibile inoltre specificare quanti cicli consecutivi in misfire far avvenire, quanti cicli far passare fra un pattern di misfire e l'altro, ed in quali cilindri inibire l'accensione. Attraverso i comandi *Start* e *Stop*, è possibile decidere quando far iniziare e quando far terminare i malfunzionamenti indotti.

3.3 Acquisizione dei segnali

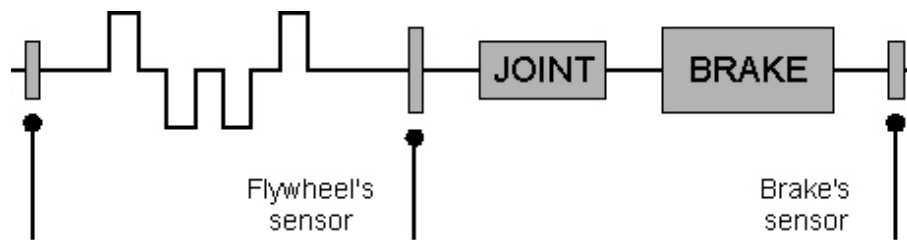


Figura 3.8. Layout ruote foniche

Per effettuare l'analisi torsionale, occorre innanzitutto effettuare una corretta misura della velocità di rotazione sia del lato motore sia del lato freno. In *Figura 3.8* è mostrata la schematizzazione del sistema motore-giunto-freno ed il posizionamento dei sensori induttivi affacciati alle ruote foniche.

Per tutte le prove considerate, valgono le seguenti caratteristiche generali:

⁴Durante le nostre prove le mancate combustioni sono sempre state effettuate realizzando mancate accensioni (misfire); in realtà, il medesimo effetto può essere ottenuto inibendo le iniezioni di combustibile (misfuel).

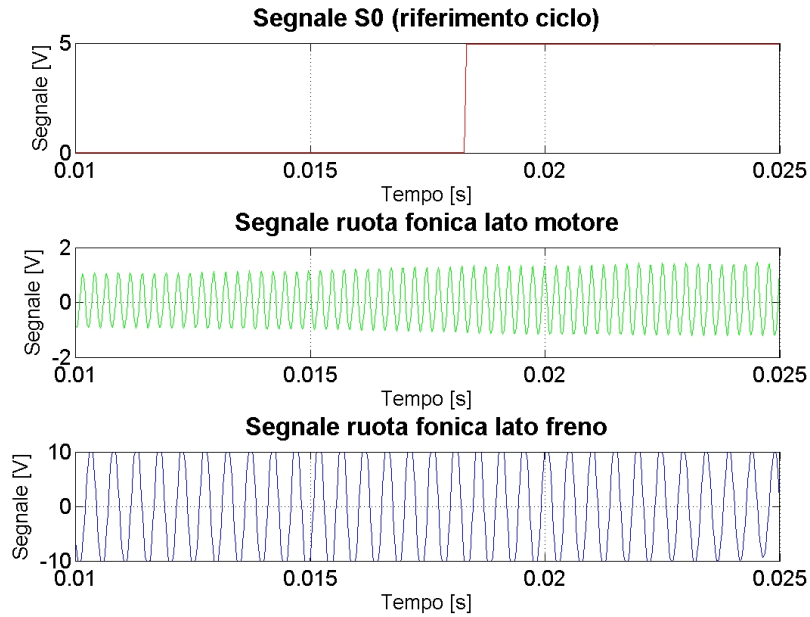


Figura 3.9. Segnali acquisiti

- **Modalità di controllo:** al fine di isolare il comportamento del motore in presenza di una mancata combustione, si è deciso di effettuare prove sperimentali nelle quali il comportamento del motore fosse influenzato esclusivamente dalle sollecitazioni indotte tramite le mancate combustioni, e non da altri fattori di controllo. Per questo motivo, sono stati disinibite tutti i possibili controlli in retroazione di cui dispone il banco prova, e si è deciso di controllare il punto di funzionamento fissando la posizione della farfalla e la corrente circolante nel freno a correnti parassite.
- **Canali acquisiti:** durante le prove effettuate, sono stati acquisite le seguenti grandezze (vedi *Figura 3.9*):

- * **Canale 1:** segnale di riferimento ciclo (S0). Questo segnale è importante in quanto ci fornisce il riferimento angolare all'interno del ciclo motore⁵. Sappiamo che quando si verifica una transizione di questo segnale dal valore alto al valore basso, siamo a metà della fase di espansione del cilindro 1. L'informazione proveniente da questo sensore è dunque fondamentale per conoscere la posizione angolare del motore istante per istante, e risulterà quindi importante per il calcolo della finestra ottimale di osservazione.
- * **Canale 2:** segnale ruota fonica calettata sul volano (116 denti). Questo segnale ci fornisce un riferimento ogni qualvolta uno dei 116 denti del volano si affacciano al sensore induttivo ad esso affacciato.
- * **Canale 3:** segnale ruota fonica calettata sull'albero del freno (60 denti). Questo segnale è simile al precedente, ma, per via del differente numero di denti delle due ruote foniche, avrà una frequenza differente.

- **Frequenza di campionamento:** 50 kHz per canale.

- Range: $-10V \div +10V$

Per l'acquisizione di tali segnali, si è utilizzato uno strumento di acquisizione di proprietà del Dipartimento di Ingegneria Meccanica (Iotech WaveBook516E, visibile in *Figura 3.10*), in grado di eseguire un campionamento fino a 8 canali con una frequenza di 1 MSample⁶, le cui prestazioni, riportate sommariamente in *Tabella 3.1*, sono ampiamente sufficienti per effettuare le prove previste.

⁵Questo segnale viene costruito a partire dal segnale proveniente da un sensore induttivo montato sull'albero a camme il quale, girando a velocità dimezzata rispetto all'albero motore e compiendo una rotazione ogni ciclo motore, ci consente di distinguere la fase in cui il motore sta funzionando.

⁶il che equivale ad 1MHz relativamente ad acquisizioni un singolo canale. Per acquisizioni su n canali la massima frequenza ammissibile è 1MHz/n.



Figura 3.10. Lo strumento di acquisizione (WaveBook516)

Tabella 3.1. Principali caratteristiche WaveBook/516E

Frequenza di campionamento:	fino a 1 MSample
Numero di canali:	8 (estendibili fino a 288)
Risoluzione:	16 bit
Buffer size:	512 MB
Modalità di avvio:	manuale, o con trigger analogico o digitale
Formato output:	supporto ai formati .csv, .txt, .wav, .mat (Matlab), .ddf (DASYLab)

3.4 I sensori di velocità

Il segnale di velocità di rotazione è normalmente disponibile su tutte le vetture di serie; generalmente viene raccolto da un *pick-up induttivo* [1], costituito da una bobina avvolta attorno ad un magnete permanente: questo genera un flusso di campo magnetico che risulta dunque concatenato al circuito elettrico della bobina.

Questo componente viene affacciato ad una ruota fonica, calettata all'albero motore e, generalmente, è dotata di 60-2 denti. In questo modo l'entità del traferro compreso fra il magnete e la ruota varia periodicamente con la stessa frequenza del passaggio di un dente e del vano successivo, ovvero 58 volte al giro.

Con la stessa frequenza varia dunque la riluttanza magnetica \mathfrak{R} del circuito

magnetico composto dalle linee di flusso concatenate [9]. Dette rispettivamente L ed A la lunghezza l'area del tratto esterno del circuito magnetico, ed \mathfrak{R}_{int} la riluttanza interna (che non varia al passaggio del dente), si avrà:

- Quando il dente è lontano dal sensore: $\mathfrak{R} = \frac{L}{A \cdot \mu_0 \cdot \mu_{air}} + \mathfrak{R}_{int}$
- Quando il dente è affacciato al sensore: $\mathfrak{R} = \frac{L}{A \cdot \mu_0 \cdot \mu_{Fe}} + \mathfrak{R}_{int}$

Dove si ha:

- μ_0 : *permeabilità magnetica nel vuoto*⁷.
- μ_{air} : *permeabilità magnetica relativa*⁸.
- μ_{Fe} : *permeabilità magnetica relativa nel ferro*.

Siccome la permeabilità magnetica dell'aria è prossima ad 1, mentre per i materiali ferromagnetici μ_{Fe} assume valori molto elevati, dell'ordine di 10^3 , avremo che quando il sensore è affacciato ad un dente, la permeabilità magnetica aumenta notevolmente e, di conseguenza, diminuisce la riluttanza magnetica \mathfrak{R} .

Una diminuzione della riluttanza magnetica genera un aumento del flusso magnetico Φ , secondo la relazione:

$$\Phi = \frac{F_m}{\mathfrak{R}} \quad (3.1)$$

Dove F_m è la *forza elettromotrice* indotta dal magnete permanente. Utilizzando la legge di Faraday, possiamo calcolare la tensione indotta ai capi del circuito e_0 . Si avrà dunque:

$$e_0(t) = -\frac{d\Phi}{dt}(t) \quad (3.2)$$

⁷La permeabilità magnetica è una grandezza fisica che esprime l'attitudine di una sostanza a lasciarsi magnetizzare. Il suo valore nel vuoto è una costante universale, pari a $\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} H/m$.

⁸La permeabilità magnetica relativa è definita come la permeabilità magnetica di un materiale rapportata alla permeabilità magnetica nel vuoto. Il suo valore è sempre maggiore di 1, in quanto nessun materiale può avere una permeabilità magnetica inferiore a quella del vuoto. dell'aria

E' lecito assumere come ipotesi semplificativa che il flusso magnetico $\Phi(t)$ vari secondo una legge di tipo sinusoidale, con frequenza pari a quella del passaggio dei denti. Detta dunque ω_e la velocità di rotazione del motore, e N_d il numero dei denti della ruota fonica, si avrà quindi:

$$\Phi(t) = \Phi_0 + \Delta\Phi \cdot \cos(N_d \cdot \omega_e \cdot t) \quad (3.3)$$

Derivando la (3.3), otteniamo il valore della tensione e_0 in uscita dal nostro sensore:

$$e_0(t) = N_d \cdot \omega_e \cdot \Delta\Phi \cdot \sin(N_d \cdot \omega_e \cdot t) \quad (3.4)$$

Si vede quindi come la tensione e_0 abbia un'ampiezza proporzionale alla velocità di rotazione ω_e , ed una frequenza pari a quella del passaggio dei denti della ruota fonica.

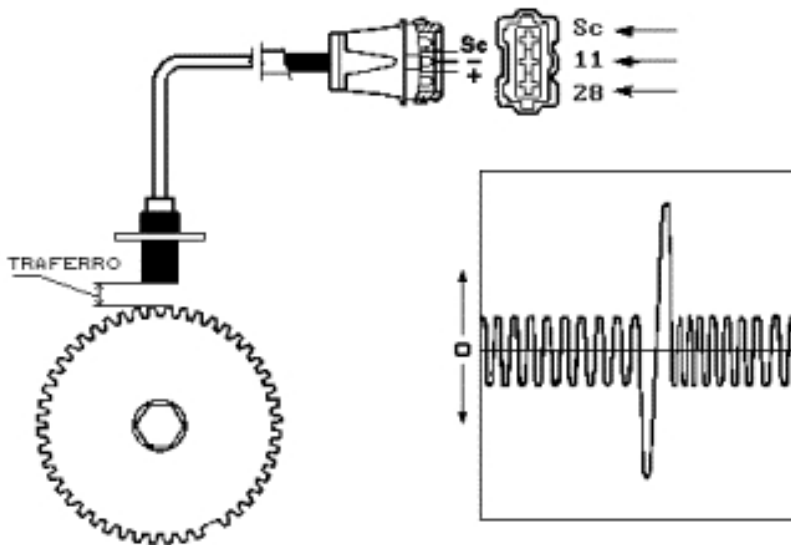


Figura 3.11. Ruota fonica per il controllo motore

Analizzando il segnale in uscita dal nostro sensore (vedi *Figura 3.11*), possiamo

prendere come riferimenti angolari gli istanti in cui il segnale della ruota fonica ha una transizione dall'alto verso il basso (ovvero passa da positivo a negativo).

Da qui è possibile dunque risalire ad informazioni sulla velocità istantanea; detto dunque $\Delta\tau$ il tempo che intercorre fra i passaggi di due denti consecutivi, e Z il numero di denti, la velocità di rotazione ω_e , espressa in $[rad/s]$, può essere ricavata mediante la semplice relazione:

$$\omega_e = \frac{2\pi}{z \cdot \Delta\tau} \quad (3.5)$$

Il vantaggio di creare la ruota senza due denti risiede nel fatto che, in questa maniera, è possibile ottenere un segnale avente un picco più pronunciato ad ogni giro, in corrispondenza di una fase precisa nel ciclo di un cilindro, della quale dunque la centralina può avere cognizione.

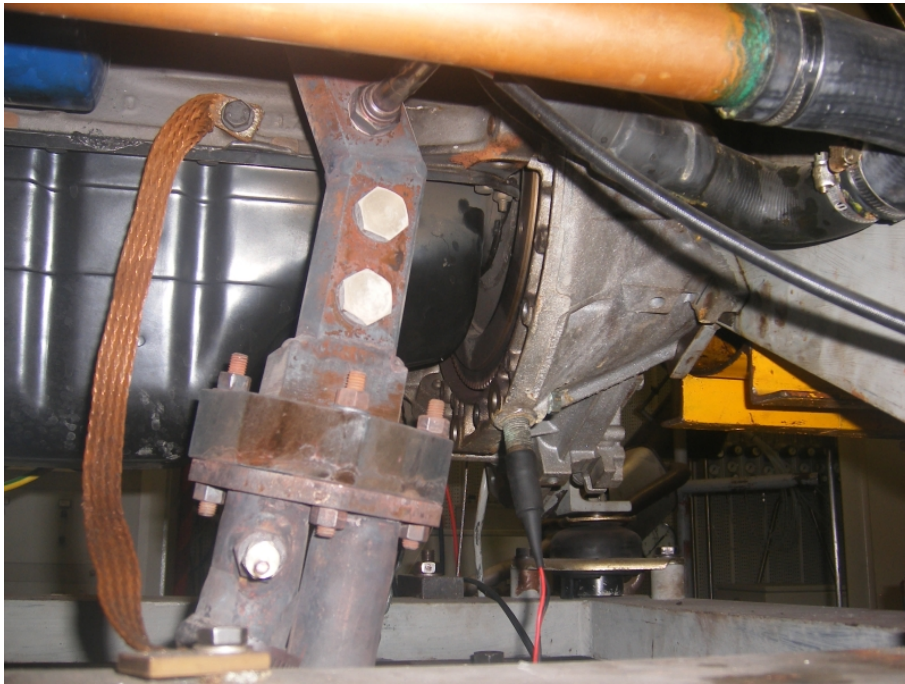


Figura 3.12. Sensore affacciato al volano

Oltre al segnale proveniente dal sensore induttivo di serie, in questa campagna di prove sperimentali sono stati acquisiti anche altri due segnali di velocità, ovvero:

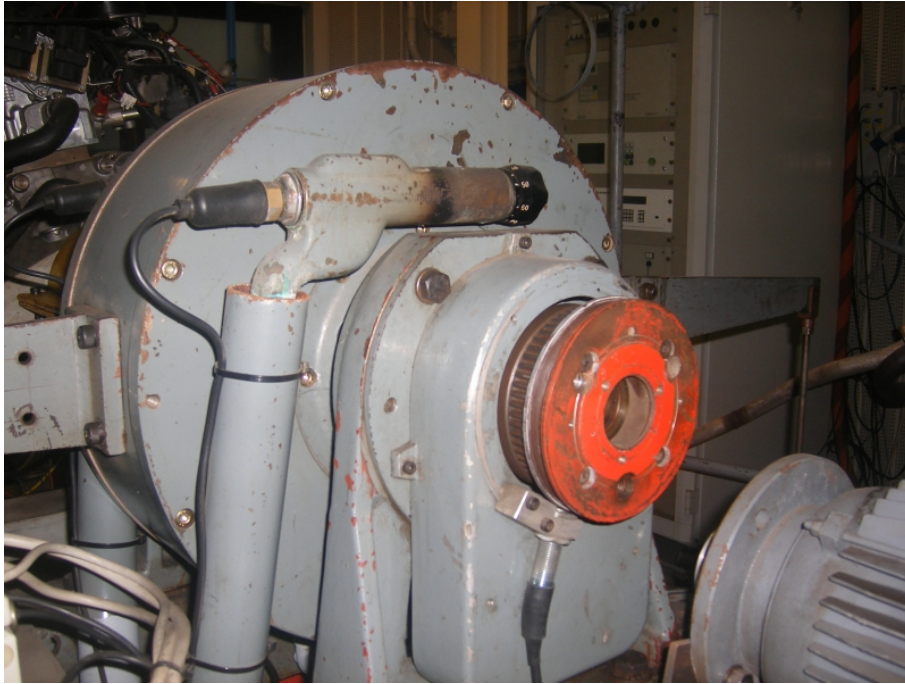


Figura 3.13. Sensore affacciato al freno

- Un segnale proveniente da un sensore induttivo affacciato alla ruota fonica del volano, provvista di 116 denti (vedi *Figura 3.12*). Grazie a tale sensore, è possibile avere un'informazione più puntuale della velocità di rotazione del motore rispetto a quella che si avrebbe con il sensore di serie.
- Un segnale proveniente da un sensore affacciato alla ruota fonica utilizzata per il controllo del freno (vedi *Figura 3.13*), il cui utilizzo è fondamentale per effettuare la stima di coppia motrice con il modello proposto al *Paragrafo 2.2*.

Capitolo 4

Analisi del misfire: risultati

In questo capitolo viene descritta la campagna sperimentale, condotta presso la sala prove dell'Università degli studi di Bologna, volta a verificare l'implementabilità dell'algoritmo di diagnosi del misfire introdotto nel *Capitolo 2*, e vengono discussi i risultati ottenuti, confrontandoli con quelli ottenuti da indici di misfire tradizionali.

Partendo dall'analisi critica di tali risultati, verranno poi introdotte delle modifiche all'algoritmo originale, volte a migliorare l'affidabilità della diagnosi proposta; completano il capitolo alcune importanti considerazioni relative all'ottimizzazione della strategia proposta.

L'elenco delle singole prove effettuate e delle condizioni operative in cui sono state effettuate è riportato in appendice A.

4.1 Prove effettuate

4.1.1 Prove in stazionario

Tabella 4.1. Prove effettuate in stazionario

<i>Velocità di rotazione</i>	1500 rpm - 2000 rpm - 2500 rpm - 3000 rpm
<i>Carico</i>	400 mbar - 600 mbar - 900 mbar
<i>Cilindri in misfire</i>	Nessuno - cyl.#1 - cyl.#1-2 - cyl.#1-3 - cyl.#1-4
<i>Frequenza</i>	una sequenza ogni 20 cicli (80 combustioni)

Al fine di verificare la bontà dell'algoritmo di ricostruzione della coppia motrice nell'analisi delle mancate combustioni, è stata effettuata una campagna di prove sperimentali, nella quale è stato investigato un piano sperimentale costituito da 9 punti motore (3 valori di velocità di rotazione per 3 valori di carico); per ogni punto motore sono state effettuate diverse prove, sia in condizioni di funzionamento regolare, sia in condizioni di misfire singolo e doppio (vedi *Tabella 4.1*).

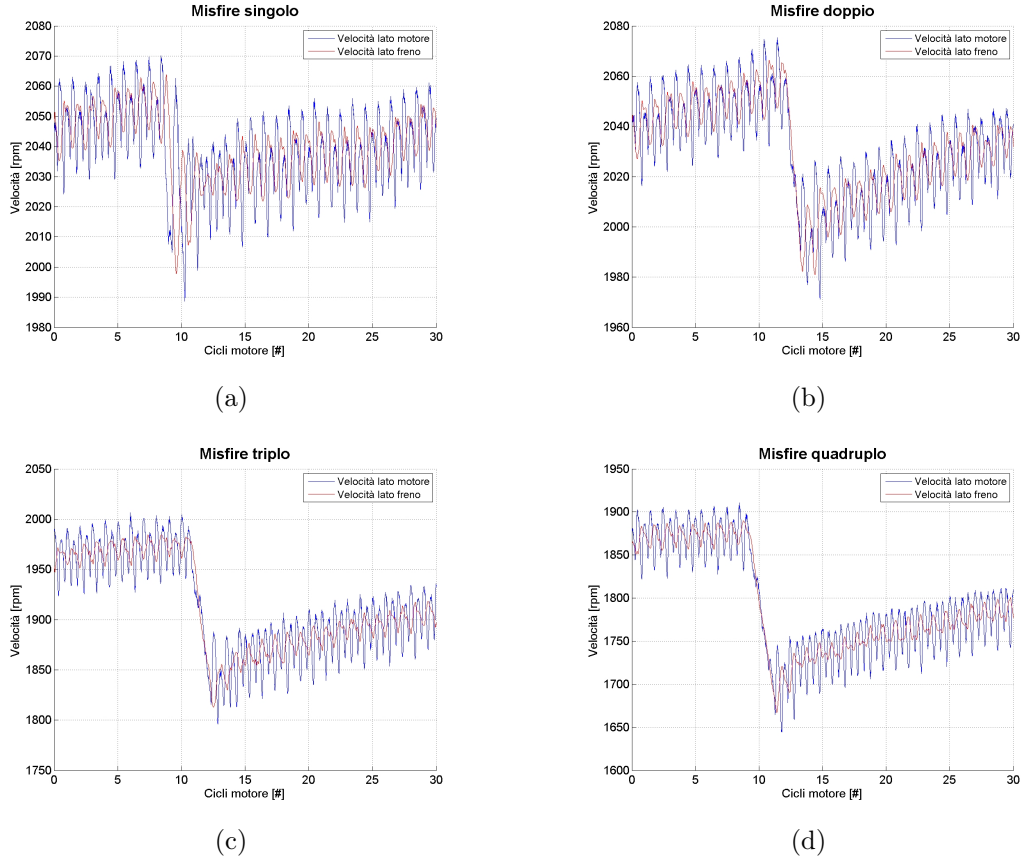


Figura 4.1. Velocità di rotazione in presenza di misfires

Nella *Figura 4.1* sono riportati gli andamenti della velocità di rotazione del lato motore e del lato freno in prove con differenti tipologie di misfire. E' evidente l'andamento in opposizione di fase fra le due velocità (come suggerito dalla teoria dell'analisi torsionale). Quando si verificano le mancate combustioni, sono evidenti i cali di velocità di rotazione, che sono chiaramente più accentuati nel caso di misfires multipli.

Per quanto riguarda il controllo del banco, si è optato per un *controllo senza retroazioni*, ovvero sono state impostate tramite l'interfaccia di controllo descritta nel *Capitolo 3* la posizione della farfalla e la corrente circolante nel freno, entrambe espresse in percentuale.

Si è scelto di operare con questa modalità di controllo, nonostante la complicazione della realizzazione delle prove sperimentali che ha comportato¹, in quanto era questo era l'unico modo per analizzare la risposta pura del banco prova; l'introduzione di un sistema di controllo esterno avrebbe evidentemente modificato artificialmente le caratteristiche del banco prova.

Inoltre, la modalità di controllo scelta era quella che assicurava la condizione di funzionamento del motore più simile al comportamento che avrebbe se montato in vettura.

Per avere ulteriori informazioni sul funzionamento dell'indice, in un punto motore (2000 rpm, 600 mbar) sono state effettuate prove con misfires multipli (tripli e quadrupli); i risultati relativi a tali prove sono riportati nel *Paragrafo 4.8*.

4.1.2 Prove in transitorio

Tabella 4.2. Prove effettuate in transitorio

<i>Velocità di rotazione</i>	da 1500 rpm a 3000 rpm circa
<i>Carico</i>	10.0% - 12.5% - 15.0%
<i>Cilindri in misfire</i>	Nessuno - cyl.#1 - cyl.#1-2 - cyl.#1-3 - cyl.#1-4
<i>Frequenza</i>	una sequenza ogni 20 cicli (80 combustioni)

L'efficacia dell'algoritmo di diagnosi proposto è stata testata anche in condizioni di regime transitorio, in quanto un motore automobilistico si trova molto spesso a funzionare in tali condizioni operative.

In *Tabella 4.2* vengono riassunte le condizioni operative di tale campagna di

¹Infatti, per ogni singola prova, si è dovuto ricercare la coppia di valori di corrente e posizione farfalla tali da portare il motore alla voluta velocità di rotazione con la voluta pressione del collettore.

prove. Sono state effettuate tre differenti set di prove ad un diverso carico². Analogamente a quanto visto per le prove in stazionario, per ogni set di prove sono state effettuate prove sia in assenza di misfire, sia con misfire singoli e doppi.

Anche in questo caso, il controllo è stato effettuato in catena aperta. Per l'analisi dei risultati di tali prove si veda il *Paragrafo 4.9*.

4.2 Confronti con l'indice LU

Nella *Figura 4.2* vengono riportati tipici andamenti dell'indice LU (con e senza auto-apprendimento), e delle coppie motrici e resistenti, ricostruite tramite l'algoritmo basato sull'analisi torsionale. Tali andamenti sono relativi a prove con misfire singolo (solo sul cilindro 1) e doppio (sui cilindri 1 e 3), nelle medesime condizioni operative (2000 rpm, 600 mbar).

Si nota subito come l'analisi della mancata combustione con la metodologia basata sulla ricostruzione di coppia sia più affidabile rispetto a quella tradizionale, in quanto il rapporto segnale-rumore risulta sensibilmente migliore.

Tuttavia la ricostruzione di coppia, per quanto soddisfacente in condizioni di funzionamento regolari, si rivela non completamente efficiente in presenza di misfire. Ciò è particolarmente evidente analizzando l'andamento della ricostruzione della coppia resistente. Si nota, infatti, come il suo andamento, che ci aspetteremmo essere costante, in quanto la corrente sul freno viene mantenuta costante e la velocità di rotazione non subisce scostamenti troppo significativi, risulti invece essere soggetta ad oscillazioni elevate, anche dell'ordine dei 20 Nm.

Ovviamente tali oscillazioni non hanno un significato fisico. La loro presenza dipende probabilmente da una non perfetta modellizzazione del giunto elastico, che si traduce in un errore nel calcolo di T_b dalla (2.11).

²Inteso come percentuale di corrente circolante nel freno.

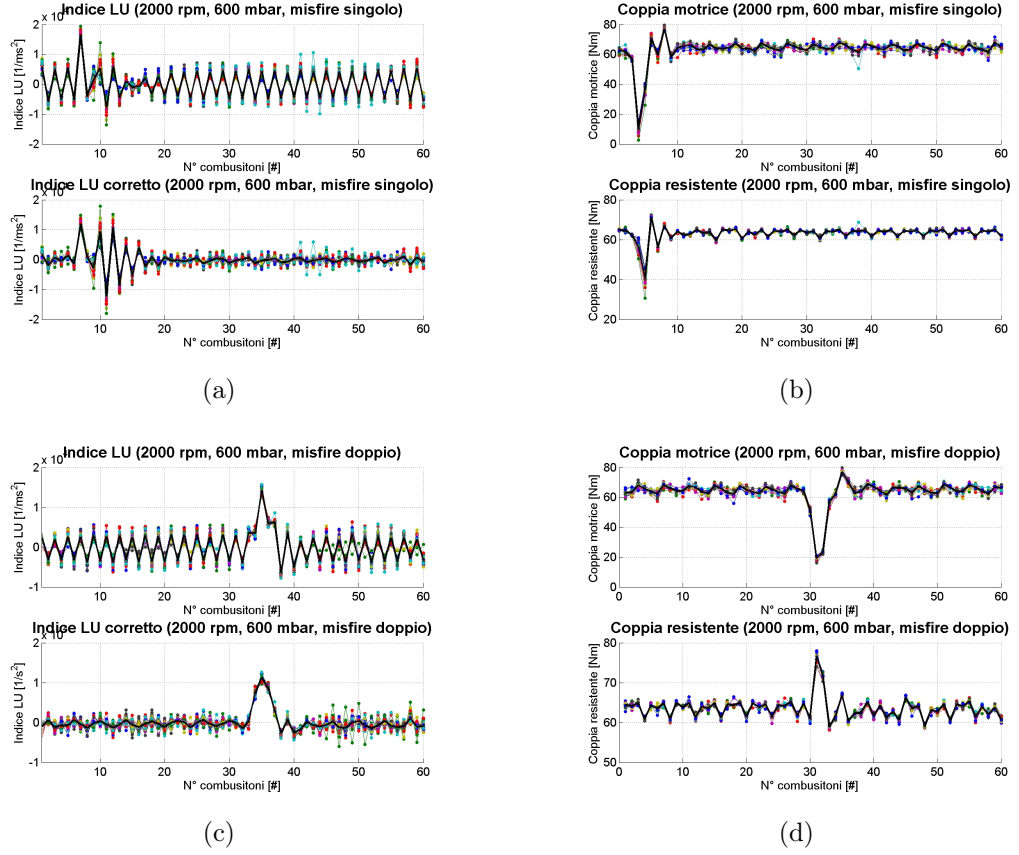


Figura 4.2. Confronto fra l'indice LU e la ricostruzione di coppia

4.3 L'indice basato sulla differenza di coppia

Come spiegato nel *Paragrafo 4.2*, la ricostruzione di coppia in presenza di una mancata combustione si rivela non essere del tutto soddisfacente. Se tuttavia si analizza la *Figura 4.3* si nota come le oscillazioni presenti sulla coppia resistente siano molto “simili” a quelle che si osservano nella coppia motrice.

Da questo è lecito ipotizzare che, se consideriamo un indice che sia formato dalla *differenza fra la coppia motrice e la coppia resistente*, questo sia meno soggetto ad oscillazioni di coppia e, quindi, possa essere considerato un indicatore di misfire ancora migliore. Se infatti analizziamo la *Figura 4.4* si nota come le oscillazioni nelle combustioni immediatamente successive al misfire siano meno evidenti, e l'indice risulti quindi più efficiente.

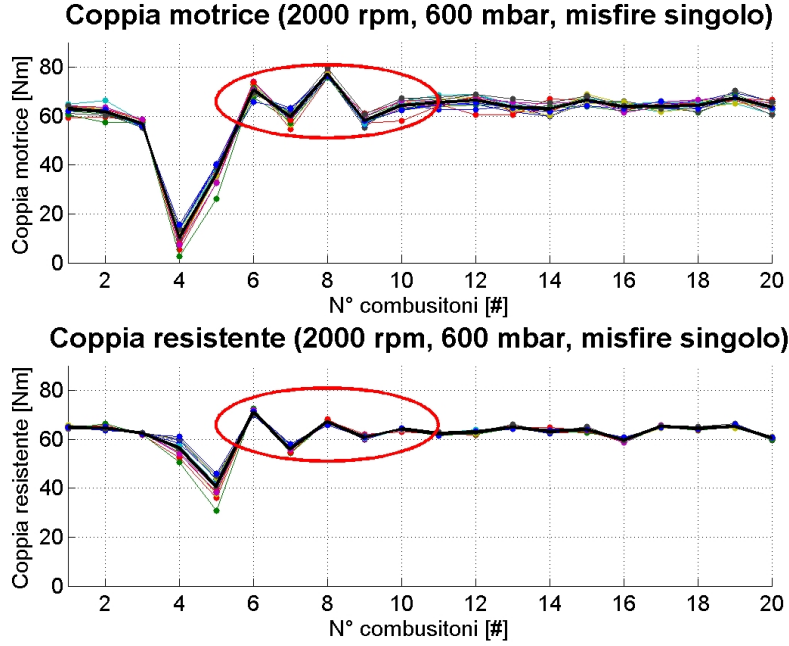


Figura 4.3. Ricostruzione di coppia

Dalle (2.10) e (2.11) è possibile ricavare una relazione per la stima della differenza fra coppia motrice e resistente $\overline{\Delta T}_{eb}$:

$$\overline{\Delta T}_{eb}(\theta_e) = \overline{T}_e(\theta_e) - \overline{T}_b(\theta_e)$$

$$\overline{\Delta T}_{eb}(\theta_e) = J_e \cdot \overline{\omega}_e(\theta_e) \cdot \frac{\Delta \overline{\omega}_e}{\Delta \theta_e}(\theta_e) + J_b \cdot \overline{\omega}_e(\theta_e) \cdot \frac{\Delta \overline{\omega}_b}{\Delta \theta_e}(\theta_e) \quad (4.1)$$

Dalla (4.1) si evince come $\overline{\Delta T}_{eb}$ non dipenda dai parametri torsionali del giunto K_{eb} e ρ_{eb} . Le uniche grandezze che compaiono, oltre alle velocità ed alle accelerazioni che vengono misurate, sono le inerzie del lato motore e del lato freno. Questo è indubbiamente un grosso vantaggio, in quanto *il numero di parametri da ottimizzare con questa tecnica è decisamente minore*.

Inoltre scompare anche la dipendenza dallo sfasamento angolare fra le due ruote che, come visto, è il termine più importante nel calcolo di \overline{T}_e e \overline{T}_b . Pertanto, la

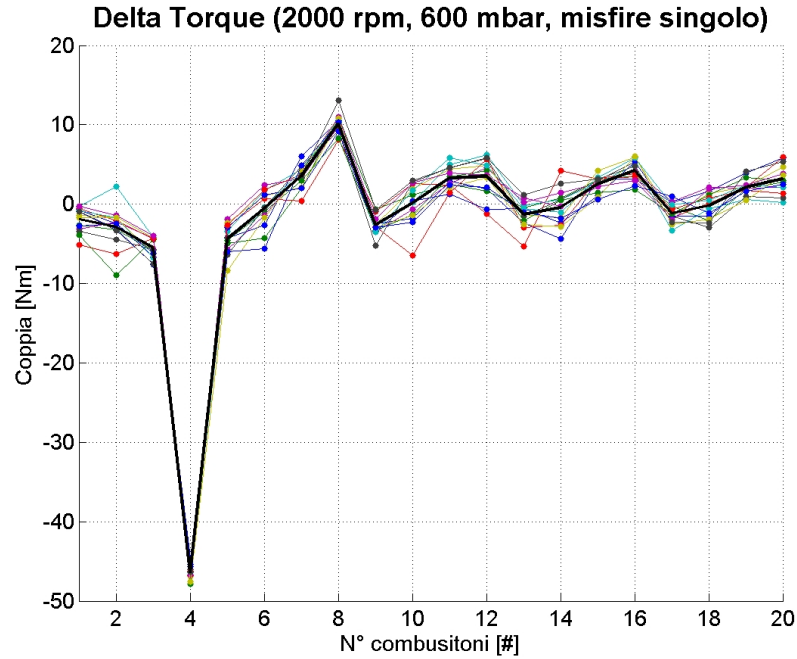


Figura 4.4. Delta coppia

valutazione di $\overline{\Delta T_{eb}}$ diviene possibile anche in assenza di riferimenti precisi sulla posizione relativa fra i due alberi.

4.4 Ottimizzazione dei parametri

Dopo aver definito l'indice $\overline{\Delta T_{eb}}$, occorre effettuare un'ottimizzazione dei parametri presenti nella sua definizione, al fine di ottenere un indicatore di misfire il più efficace possibile in tutti i punti di funzionamento considerati.

In particolare i parametri che occorre ottimizzare sono:

- La *posizione della finestra di osservazione*. Prendendo come riferimento il fronte di salita del segnale di ciclo S0, che sappiamo essere posto a metà della fase di espansione del cilindro #4, occorre trovare la migliore posizione angolare sulla quale effettuare la diagnosi misfire.
- L'*inerzia del lato freno* J_b .

Per effettuare l'ottimizzazione dell'algoritmo, occorre definire un indicatore correlato alla bontà della diagnosi di mancata combustione e massimizzarne il valore.

Tale indicatore viene definito come *la differenza fra il valor minimo assunto da $\overline{\Delta T}_{eb}$ in assenza di misfire ed il valor massimo assunto da $\overline{\Delta T}_{eb}$ in presenza di misfire* rapportata alla *differenza fra i valori medi assunti da $\overline{\Delta T}_{eb}$, rispettivamente in caso di combustione regolare e di misfire* (vedi Figura 4.5 e (4.2)).

$$Ind\{\overline{\Delta T}_{eb}\} = \frac{[\min(\overline{\Delta T}_{eb}\{reg\}) - \max(\overline{\Delta T}_{eb}\{misf\})]}{[\text{mean}(\overline{\Delta T}_{eb}\{reg\}) - \text{mean}(\overline{\Delta T}_{eb}\{misf\})]} \quad (4.2)$$

Si vede che, diminuendo l'efficienza dell'algoritmo, l'espressione presente a numeratore nella (4.2) tende via via a ridursi, e diventa nulla quando non è più possibile stabilire una soglia tale da non generare nè falsi allarmi nè mancate diagnosi. In tale situazione l'indicatore assume un valore negativo (vedi Figura 4.6).

Viceversa, man mano che l'efficienza dell'algoritmo aumenta, numeratore e denominatore si avvicinano sempre più fra loro sino a quando, nel caso di indice ideale, risultano uguali fra loro e, quindi, si ha che l'indicatore ha valore unitario (vedi Figura 4.7).

Per valutare la bontà della diagnosi con l'indice $\overline{\Delta T}_{eb}$ in funzione di una data finestra angolare e di una data inerzia lato freno, si calcola l'indicatore di diagnosi per tutte le prove considerate e si prende il valore minimo assunto dall'indice. In tal modo ottimizziamo l'algoritmo in particolar modo per le prove in cui la diagnosi risulta più critica.

4.4.1 Ottimizzazione dell'inerzia del freno

Se variamo l'inerzia del freno, da un valore minimo di $0.05 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ad un massimo di $0.25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, dalla Figura 4.8, notiamo che i risultati migliori si hanno nell'intorno di un valore pari a $0.158 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Tale valore è prossimo al valore reale dell'inerzia del freno. La piccola differenza che si riscontra è probabilmente legata alla non perfetta modellizzazione del sistema in analisi.

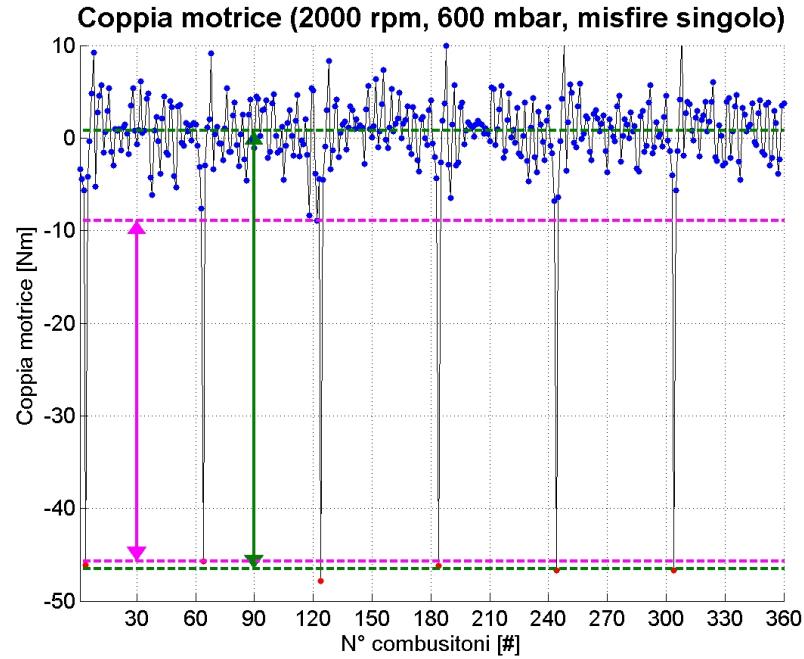


Figura 4.5. Significato dell'indicatore

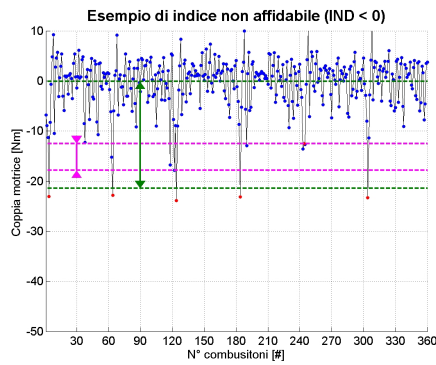


Figura 4.6. Indice scadente

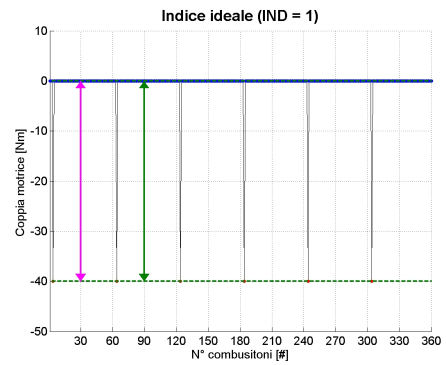


Figura 4.7. Indice ideale

4.4.2 Ottimizzazione della finestra angolare

Una volta scelto il momento d'inerzia del lato freno, occorre individuare la finestra di osservazione più adeguata. Nella *Figura 4.9* sono riportati gli andamenti assunti dall'indicatore di bontà dell'algoritmo al variare della posizione della finestra angolare. Vengono riportati i valori relativi sia all'indice \bar{T}_e (riportati in rosso) sia

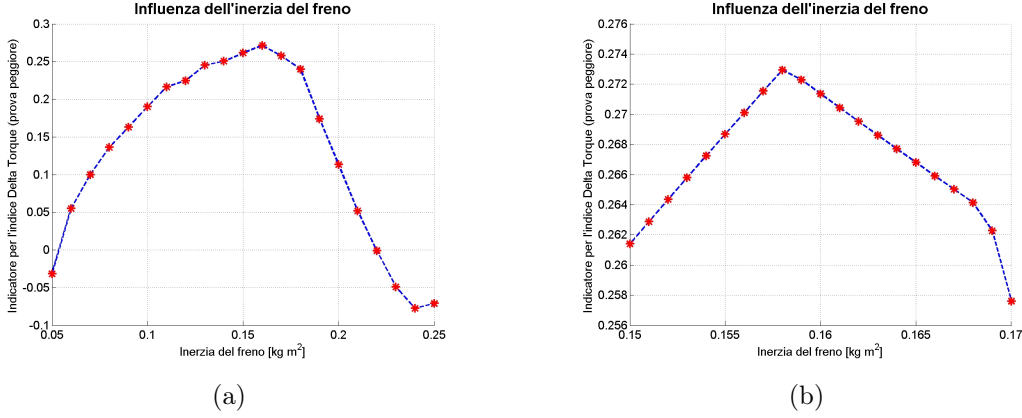


Figura 4.8. Ottimizzazione del parametro J_b

quelli relativi all'indice $\overline{\Delta T}_{eb}$ (riportati in blu). Le linee continue si riferiscono ai valori medi per le varie prove sono riportati, mentre con le linee tratteggiate vengono riportati i valori minimi e massimi assunti dall'indicatore al variare della prova considerata.

Si nota come, mentre per l'indice $\overline{\Delta T}_{eb}$ esiste un'ampia zona nel quale fornisce una diagnosi robusta, per quanto riguarda l'indice \overline{T}_e questo non si comporta in maniera altrettanto soddisfacente in tutto il range di prove considerate.

E' interessante notare come le finestre angolari ottimali per i due indici siano molto distanti fra loro (in quanto valgono rispettivamente 36° e 168°); è evidente quindi che, seppur entrambi discendono dallo stesso modello torsionale, le differenze fra di loro sono notevoli.

4.5 Risultati dell'indice \overline{T}_e

Nella *Figura 4.10* sono riportati i valori dell'indicatore per le varie prove effettuate. Si noti come le prove in cui l'algoritmo sono meno efficienti sono quelle in cui si hanno misfires multipli (in particolare quelle con misfires nei cilindri #1 e #4, riportate in azzurro), mentre le migliori sono quelle con misfires singoli, riportate in rosso.

Nella *Figura 4.11* sono invece riportati gli andamenti dell'indice rispettivamente per la prova peggiore, ovvero quella in cui sono stati indotti dei misfire nei cilindri

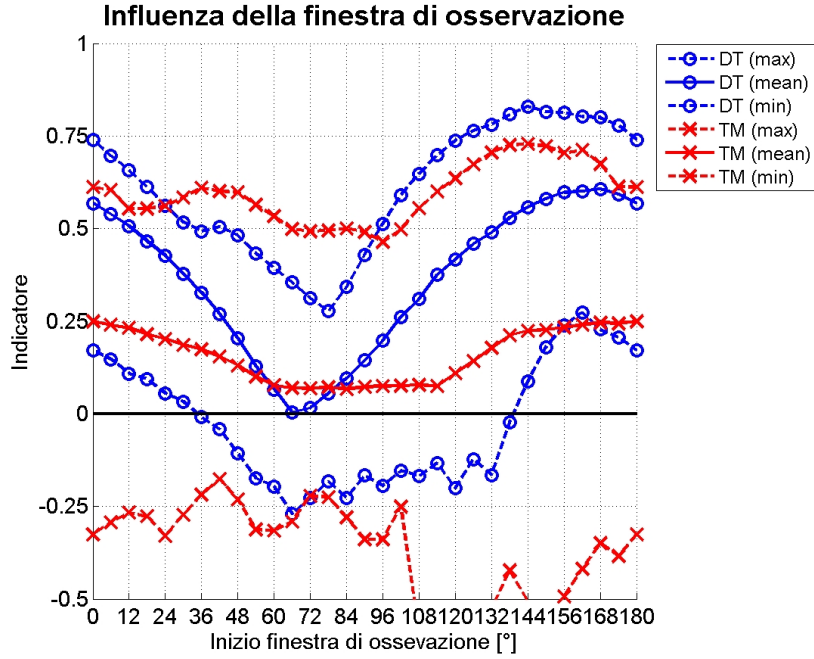


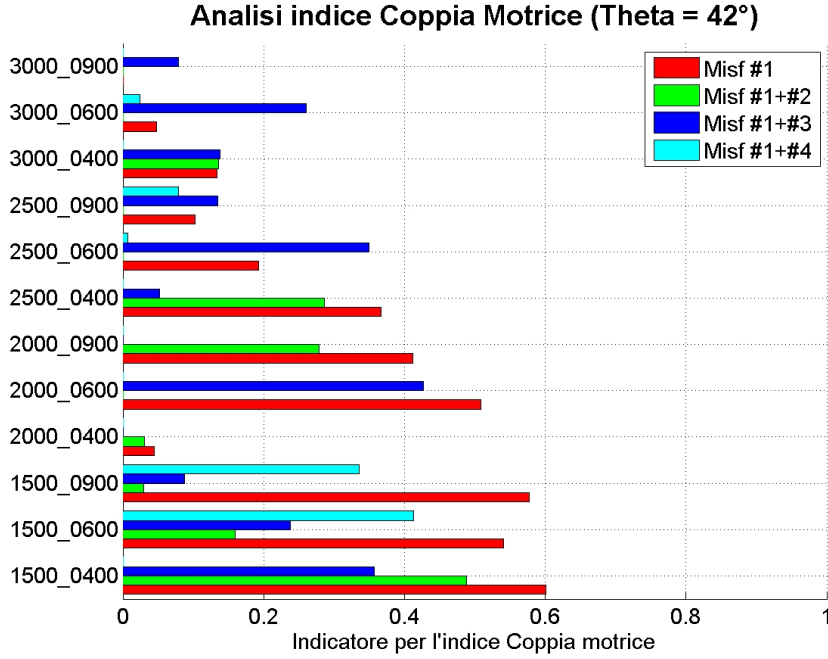
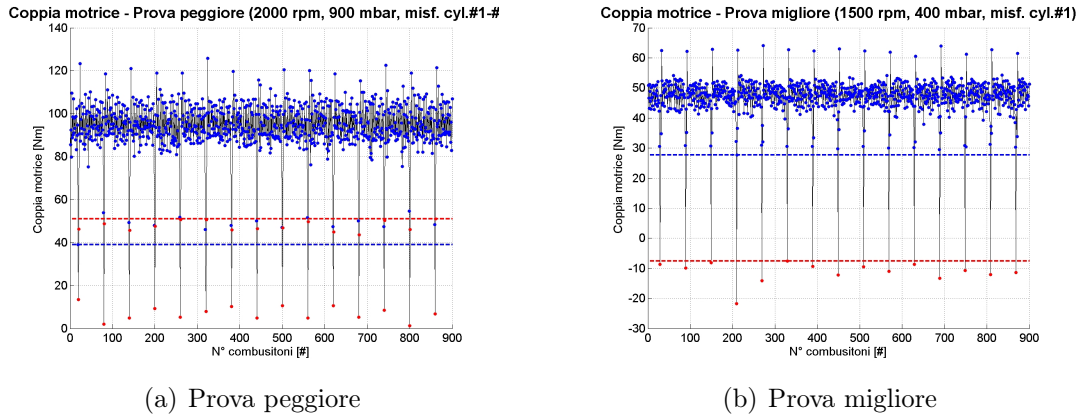
Figura 4.9. Ottimizzazione della finestra di osservazione

#1 e #4 a 2000 rpm con una pressione del collettore di 900 mbar, e per la prova migliore (misfire singolo nel cilindro #1 a 2000 rpm con 400 mbar di pressione).

Si nota come, nel primo caso, il comportamento dell'indice è tale da non consentirci di definire una soglia che ci consenta di effettuare una diagnosi corretta nel 100% delle combustioni analizzate.

4.6 Risultati dell'indice $\overline{\Delta T}_{eb}$

I grafici di seguito riportati sono analoghi a quelli visti nel *Paragrafo 4.5* precedente; anche in questo caso le prove peggiori si hanno con misfires nei cilindri #1 e #4, con la differenza che le prove peggiori questa volta risultano essere a carichi inferiori rispetto a quelle riscontrate con l'indice \overline{T}_e .

Figura 4.10. Analisi indice \overline{T}_e per varie proveFigura 4.11. Indice \overline{T}_e : prova migliore e prova peggiore

4.7 Ricerca della soglia ottimale

Dopo avere ottimizzato l'indice $\overline{\Delta T}_{eb}$, è importante posizionare in maniera adeguata una soglia che separi le combustioni regolari da quelle irregolari, come mostrato in *Figura 4.14(a)*. Siccome ovviamente all'aumentare del carico del motore

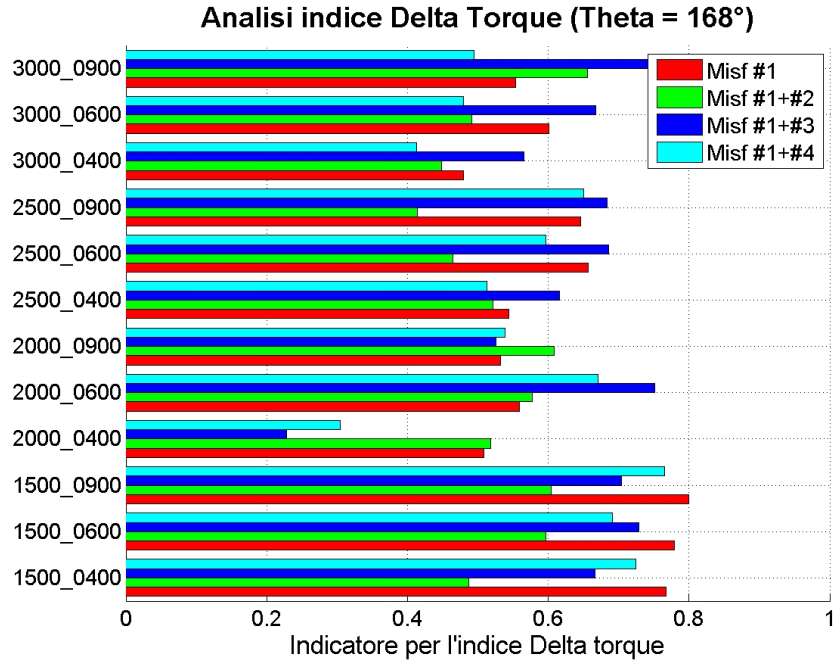


Figura 4.12. Analisi indice $\overline{\Delta T}_{eb}$ per varie prove

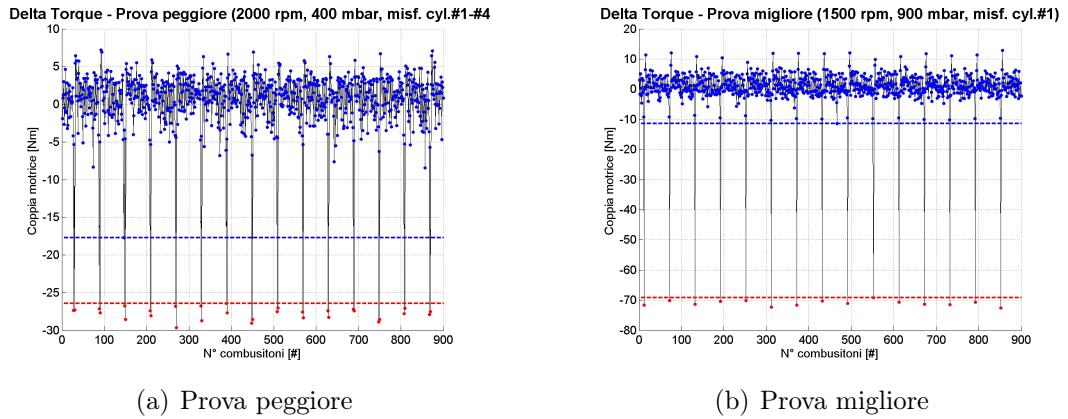


Figura 4.13. Indice $\overline{\Delta T}_{eb}$: prova migliore e prova peggiore

l'indice assume in corrispondenza delle mancate combustioni valori negativi via via maggiori in modulo, in quanto ovviamente la differenza fra coppia motrice e coppia resistente diventa sempre più marcata.

Si è quindi pensato di posizionare una *soglia espressa come percentuale di coppia*

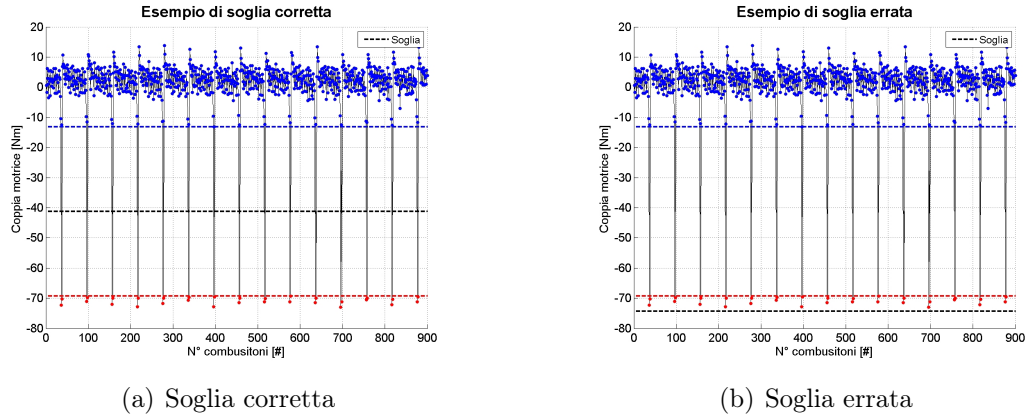


Figura 4.14. Valori corretti (4.14(a)) ed errati (4.14(b)) per la soglia di misfire

motrice. Occorre verificare se esiste un singolo valore tale da consentirci di effettuare una corretta diagnosi in tutto il campo di prove.

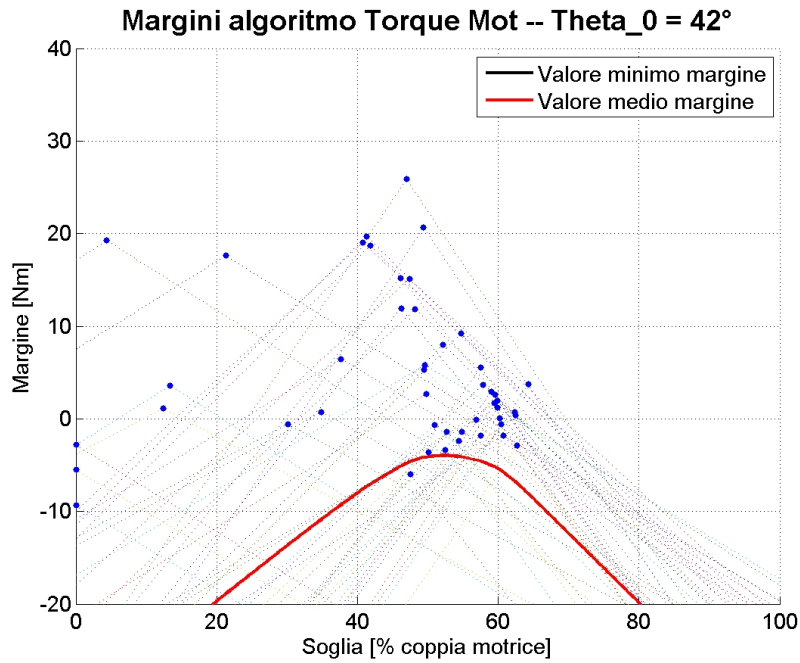


Figura 4.15. Analisi della soglia ottimale per l'indice basato sulla coppia motrice

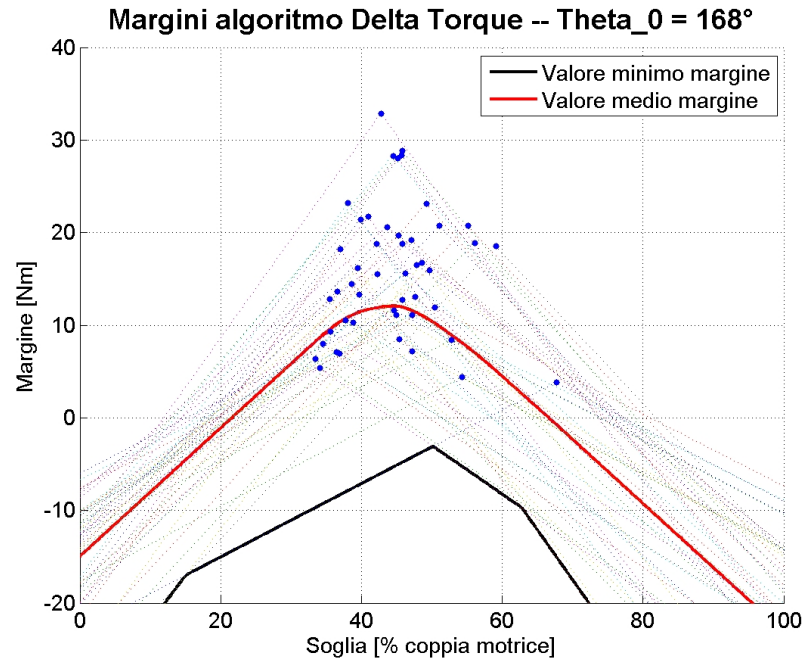


Figura 4.16. Analisi della soglia ottimale per l'indice Delta Torque

Nella *Figura 4.16* viene riportato il margine dell'algoritmo³ in funzione del valore di soglia.

Le linee tratteggiate rappresentano gli andamenti per le singole prove analizzate. Viene poi evidenziato in rosso il valor medio assunto dal margine ed in nero il suo valor minimo. Si nota quindi che esiste un ampio range di soglie (40% - 55%) per il quale l'indice riesce ad effettuare una corretta identificazione di ogni mancata combustione senza generare falsi allarmi.

Se si osserva invece la *Figura 4.15*, relativa all'indice basato sulla stima della coppia motrice, si vede come per questo indice non esista un valore di soglia tale da garantire una diagnosi corretta su tutto il campo di funzionamento del motore, anche se va ricordato che il numero di diagnosi errate⁴ è decisamente esiguo, e peraltro

³Per margine intendiamo la minima distanza che intercorre fra il valore di soglia ed un valore assunto dall'indice in caso di combustione regolare oppure di misfire.

⁴Ovvero di falsi allarmi oppure mancati riconoscimenti della mancata combustione

limitato a prove in cui sono stati indotti misfires multipli, dunque in situazioni particolarmente sfavorevoli.

Adottando una percentuale di soglia pari al 50.1% viene massimizzato il margine della soglia. In *Figura 4.17* viene riportata la distribuzione statistica relativa ai valori assunti dall'indice $\overline{\Delta T}_{eb}$ nelle varie prove.

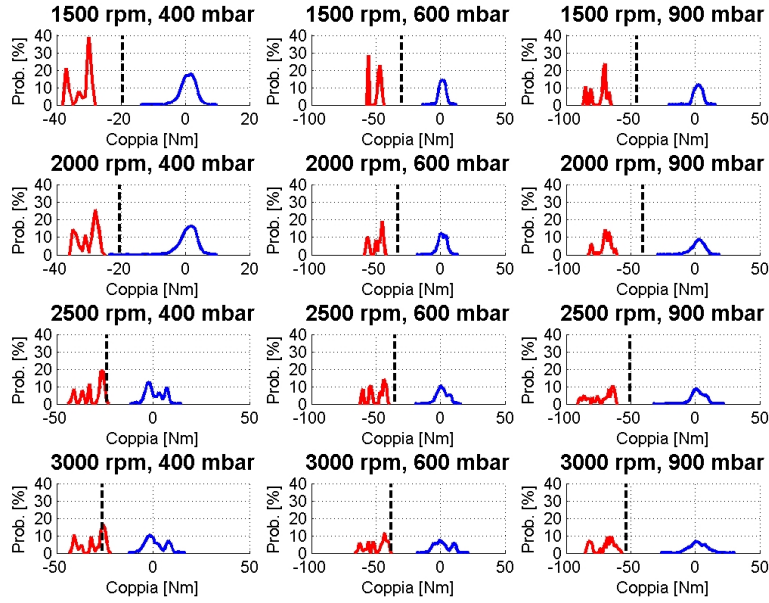


Figura 4.17. Analisi statistica per le varie prove

4.8 Prove con molti misfires

Dopo aver analizzato i risultati relativi a prove nelle quali sono stati indotti misfires *singoli* e *doppi*, al fine di valutare le potenzialità dell'algoritmo sono state effettuate anche alcune prove con una maggior numero di mancate combustioni (fino a 4 per pattern). Nella *Figura 4.18* vengono presentati i risultati di alcune di queste prove; anche in questo caso l'efficacia dell'algoritmo risulta verificata.

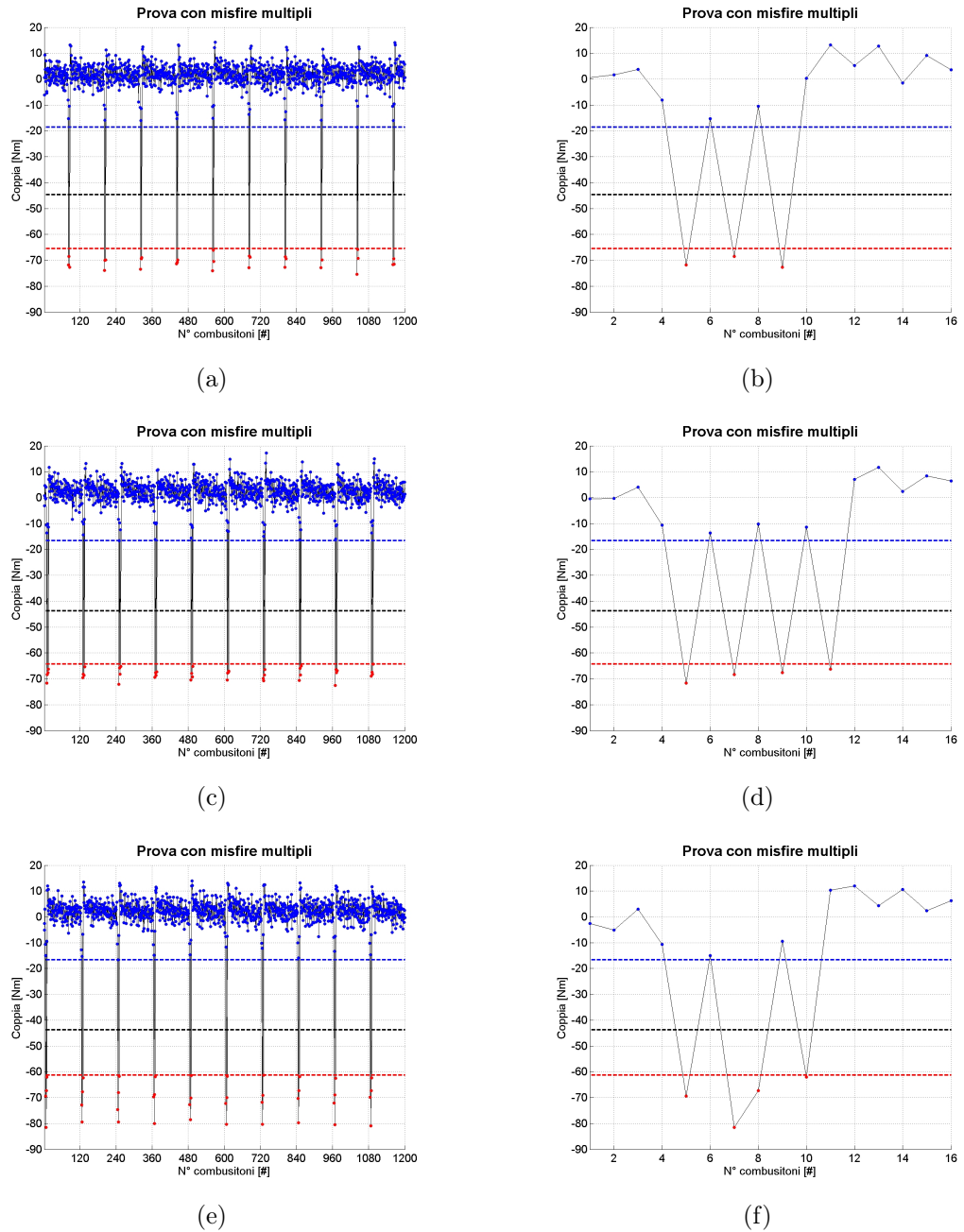


Figura 4.18. Risultati dell'analisi in prove con misfires multipli

4.9 Analisi prove in transitorio

Analizziamo ora il comportamento dell'indice basato sulla differenza fra la coppia motrice e la coppia resistenza in presenza di transitori di velocità. Ovviamente ci

aspettiamo che, a differenza di quanto avveniva in condizioni stazionarie, in questo caso l'indice risulti positivo durante le accelerazioni (in quanto, evidentemente, la coppia erogata dal motore è in tali condizioni operative maggiore di quella resistente) e, analogamente, che sia negativa durante le decelerazioni.

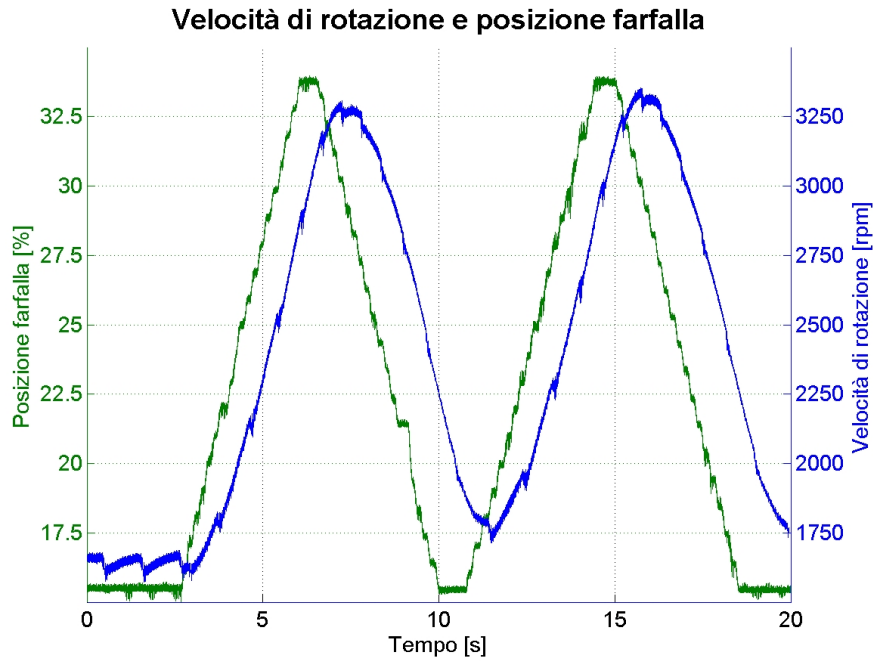


Figura 4.19. Velocità di rotazione in una prova in transitorio

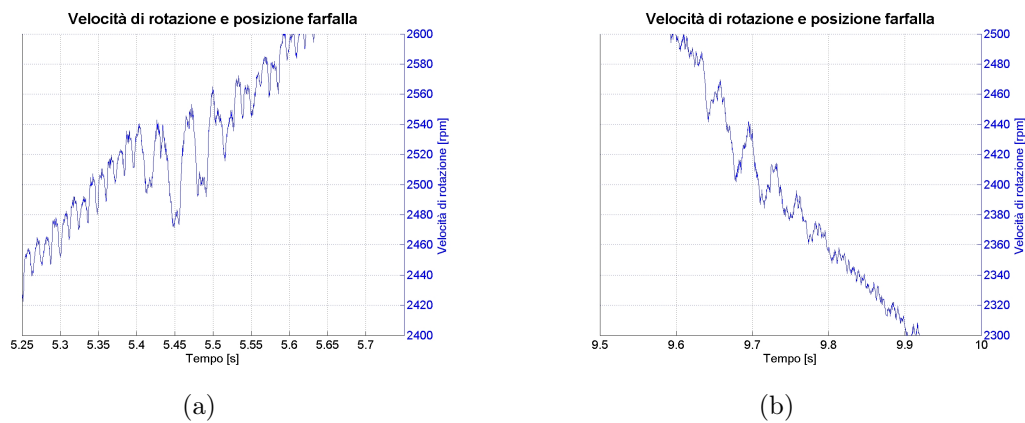


Figura 4.20. Velocità di rotazione in una prova in transitorio (dettagli)

Questo comportamento ovviamente pregiudica la corretta diagnosi del misfire, in quanto non è più possibile definire una soglia che ci consenta di distinguere le combustioni regolari da quelle irregolari. Per ovviare a tale problema, occorre quindi trattare il segnale che ci fornisce l'indice $\overline{\Delta T}_{eb}$, in maniera tale da filtrare le componenti a bassa frequenza, ed isolare quelle a frequenza elevata.

Verranno analizzate due differenti tecniche di filtraggio del segnale, basate rispettivamente su un filtro di Butterworth e su un filtro a media mobile. I risultati ottenuti con queste due tecniche verranno analizzati e confrontati, al fine di scegliere la tecnica più idonea per l'analisi in tempo reale delle mancate combustione mediante la tecnica proposta.

4.9.1 Filtro di Butterworth (unidirezionale)

Un filtro di Butterworth (unidirezionale) è un particolare filtro digitale di tipo IIR⁵, in cui, partendo da un segnale campionato $x(i)$, si ottiene un segnale filtrato $y_b(i)$, mediante una relazione del tipo:

$$y_b(i) = b(1) \cdot x(i) + b(2) \cdot x(i-1) + b(3) \cdot x(i-2) + \dots b(n) \cdot x(i-n+1) - a(2) \cdot y(i-1) - a(3) \cdot y(i-2) - \dots a(n) \cdot y(i-n+1) \quad (4.3)$$

Ovvero, nel dominio delle frequenze:

$$Y_b(z) = \frac{b(1) + b(2) \cdot z^{-1} + b(3) \cdot z^{-2} + \dots b(n) \cdot z^{-n+1}}{1 + a(2) \cdot z^{-1} + a(3) \cdot z^{-2} + \dots a(n) \cdot z^{-n+1}} \cdot X(z) \quad (4.4)$$

$$Y_b(z) = \frac{B(z)}{A(z)} \cdot X(z) = G(z) \cdot X(z) \quad (4.5)$$

Dove con n si indica l'*ordine del filtro*. I vari coefficienti $b(i)$ e $a(i)$ vengono calcolati mediante opportune tecniche matematiche [4].

⁵Infinite Implse Response.

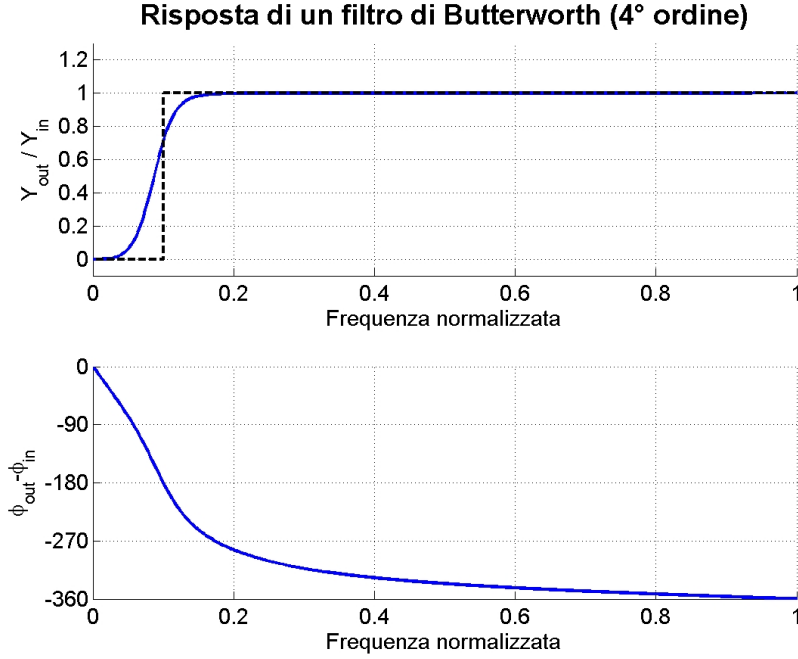


Figura 4.21. Risposta in frequenza per un filtro di Butterworth del 4° ordine

In *Figura 4.21* viene riportata la *risposta in frequenza* di un filtro di Butterworth del IV° ordine, tarato in maniera tale da eliminare le frequenze con valore normalizzato⁶ inferiore a 0.1.

Analizzando la *Figura 4.22*, si nota come il segnale risulti decisamente distorto rispetto a quello originale. Ciò è dovuto al ritardo introdotto dal filtro unidirezionale. Teoricamente è possibile eliminare tale ritardo applicando un *filtro bidirezionale*, tuttavia tale tecnica non è implementabile in tempo reale, in quanto per la ricostruzione del segnale al periodo i -esimo si basa, oltre che sugli n campioni precedenti, anche sugli n campioni futuri.

⁶Con il termine *frequenza normalizzata* si intende il valore della frequenza considerata rapportato al valore massimo osservabile, che è pari alla metà della frequenza di campionamento. Dunque, a titolo di esempio, una frequenza di 200 Hz, campionata a 1000 Hz, ha un valore normalizzato pari a $fn = 200/(1000/2) = 0.4$.

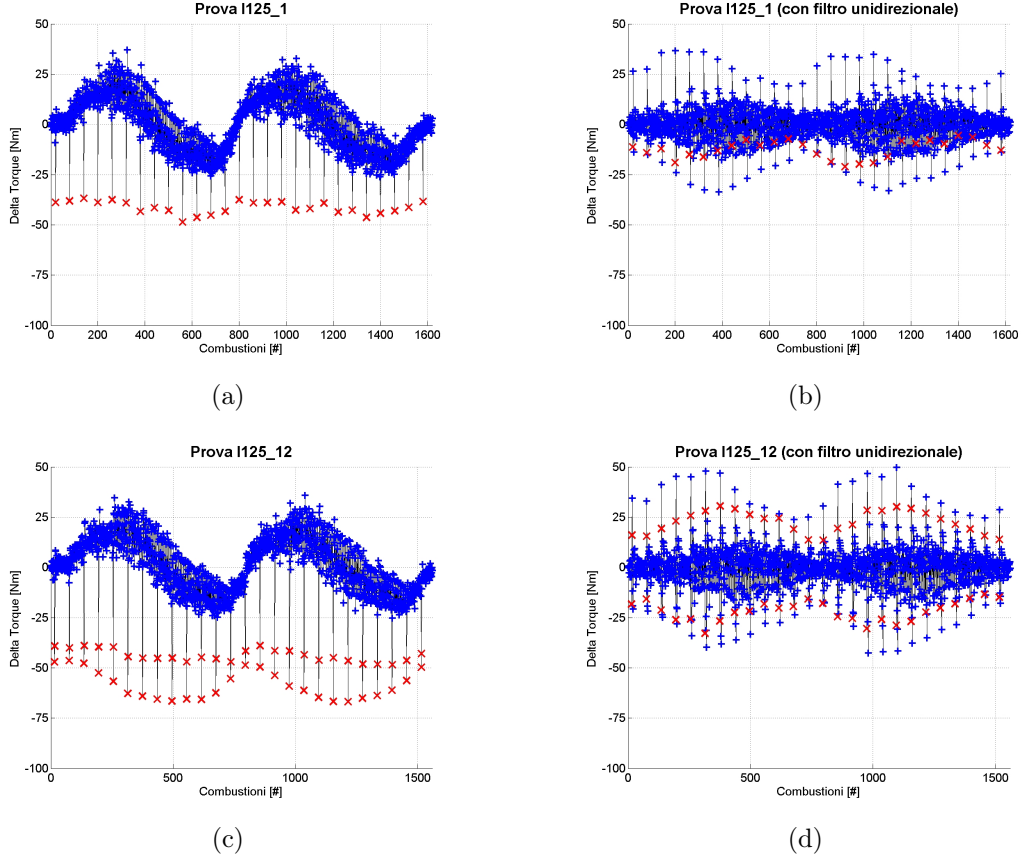


Figura 4.22. Prove in transitorio: indice filtrato con filtro di butterworth

4.9.2 Filtro a media mobile

Un filtro a media mobile è un semplice filtro, in cui il valore filtrato della funzione all'istante i -esimo viene calcolato come la media degli ultimi n campioni, ovvero:

$$y_m(i) = \frac{1}{n} \left(\sum_{h=0}^{n-1} x(i-h) \right) \quad (4.6)$$

In questo modo si ottiene un filtro in cui vengono filtrate le alte frequenze. Siccome noi siamo interessati ad eliminare le frequenze basse, costruiamo un filtro definito come:

$$y_{m'}(i) = x(i) - y_m(i) = x(i) - \frac{1}{n} \left(\sum_{h=0}^{n-1} x(i-h) \right) \quad (4.7)$$

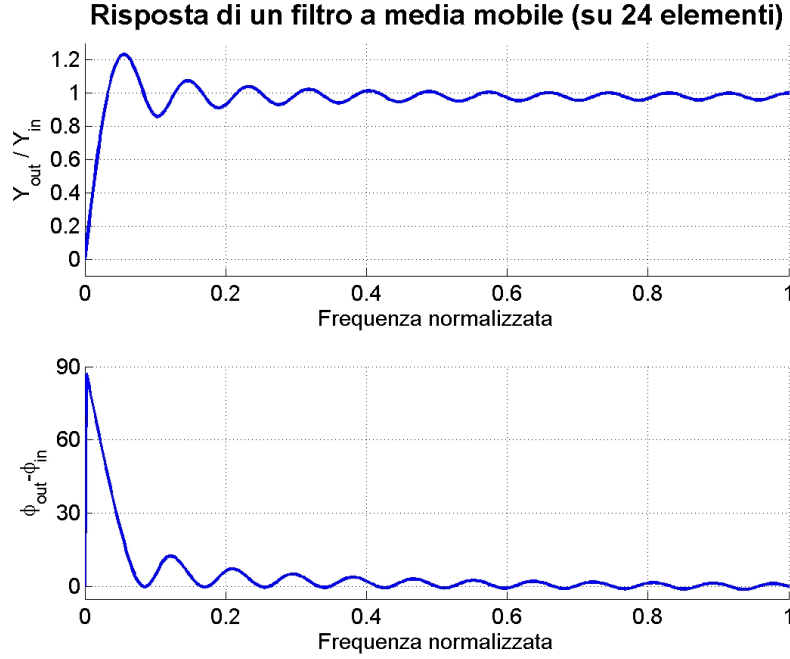


Figura 4.23. Risposta in frequenza per un filtro a media mobile con 24 campioni

In *Figura 4.24(a)* e *Figura 4.24(c)* vengono mostrati gli andamenti della media mobile (in azzurro), confrontati con i valori assunti dall'indice non filtrato, rispettivamente per una prova con misfire singolo e con misfire doppio. In *Figura 4.24(b)* e *Figura 4.24(d)* sono invece riportati gli andamenti dell'indice delta coppia filtrato secondo la (4.7); si nota come una diagnosi basata su questo indice sia possibile, in quanto, nonostante il segnale sia comunque più “sporco” rispetto a quello riscontrato in condizioni stazionarie, si vede come sia possibile anche in questo caso definire una soglia che ci consenta di identificare i malfunzionamenti.

Si nota inoltre come la diagnosi misfire sia decisamente più efficiente quando il motore sta accelerando, mentre risulta più difficoltosa in fase di decelerazione, in quanto in tali condizioni di funzionamento le combustioni sono decisamente meno “energetiche”, ovvero la coppia indicata erogata dal motore risulta essere sensibilmente inferiore.

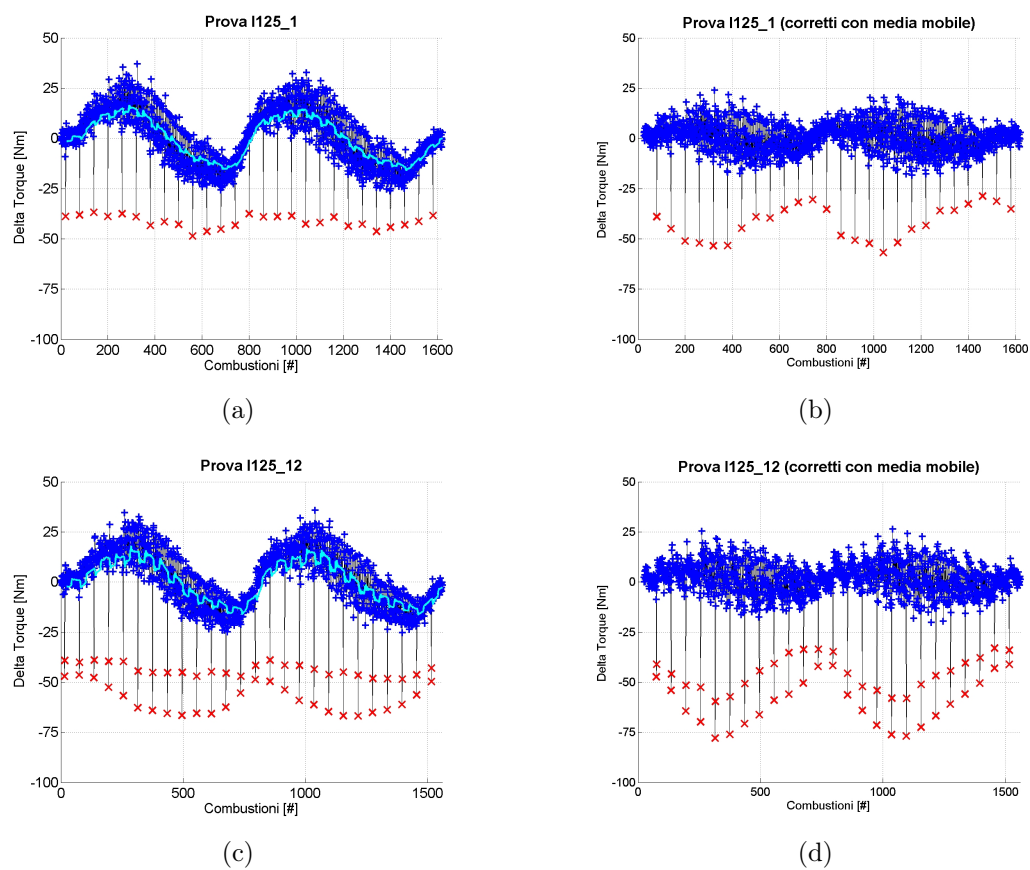


Figura 4.24. Prove in transitorio: indice filtrato con filtro di Butterworth

Capitolo 5

Metodologie per la stima di coppia

In questo capitolo vengono introdotti degli algoritmi, basati anch'essi su un modello torsionale del sistema costituito dal banco prova analogo a quello già visto nel capitolo 2, il cui scopo è quello di ricostruire la coppia erogata da un motore automobilistico.

Tabella 5.1. Dati tecnici motore utilizzato

Ciclo	Diesel 4 tempi
Numero di cilindri	4 in linea
Numero valvole	16 (4 per cilindro)
Alesaggio	69.6 mm
Corsa	82 mm
Cilindrata	1248 cm ³
Rapporto di compressione	17.6:1
Sequenza di accensione	1-3-4-2
Potenza massima	64 kW a 4000 rpm
Coppia massima	190 Nm a 2500 rpm
Volano	A doppia massa
Sovralimentazione	Turbocompressore rotativo con VGT
Impianto di iniezione	Common Rail Multijet
ECU	Magneti Marelli 6Jx

La campagna sperimentale per la validazione ed ottimizzazione di questi modelli

è stata condotta su un motore Diesel automobilistico (1200 Small-JTD Common-Rail, vedi *Tabella 5.1*), montato su un banco prova dinamico¹ presente nei laboratori della *Magneti Marelli Powertrain* (Bologna).

In particolare, verranno analizzate due tecniche differenti:

- Un algoritmo basato sulla misura delle **componenti armoniche** del segnale di velocità di rotazione del motore (algoritmo che oltretutto richiede l'utilizzo di un singolo sensore di velocità, già presente di serie in tutti i motori moderni).
- Un algoritmo basato sull'analisi torsionale del **volano a doppia massa**.

La validazione di tali algoritmi, come ampiamente spiegato nel *Capitolo 7*, è stata possibile grazie al confronto tra i risultati da essi forniti, e la misura della coppia indicata effettuata tramite sensori di pressione in camera.

Va ricordato che quest'ultima metodologia, pur fornendo una misura decisamente accurata della coppia erogata dal motore, non è praticamente applicabile in una vettura commerciale, sia per via dell'elevato costo dei sensori, sia per la loro scarsa affidabilità. Per questi motivi, l'uso dei sensori di pressione in camera di combustione è limitato alle sale prove motore, dove forniscono un valido strumento per monitorare il funzionamento del motore.

5.1 Stima di coppia mediante l'analisi armonica

Questa metodologia per la stima di coppia, già nota come **metodo cp0/cp4**, e già precedentemente applicata a motori a benzina [24], prevede una stima di coppia basata su due distinti modelli, che lavorano in serie.

Col primo modello, partendo dalla misura sperimentale delle componenti armoniche della velocità di rotazione, ed applicando le equazioni dinamiche del sistema

¹A differenza del banco prova descritto nel *Capitolo 3*, in questa cella motore è presente un freno dinamico, ovvero una macchina reversibile tale da consentirci sia di applicare un momento frenante al nostro motore, sia di effettuare prove in trascinamento, simulando ad esempio il comportamento della vettura in discesa.

costituito dal motore e della drive-line, si possono ricavare le componenti armoniche della coppia indicata.

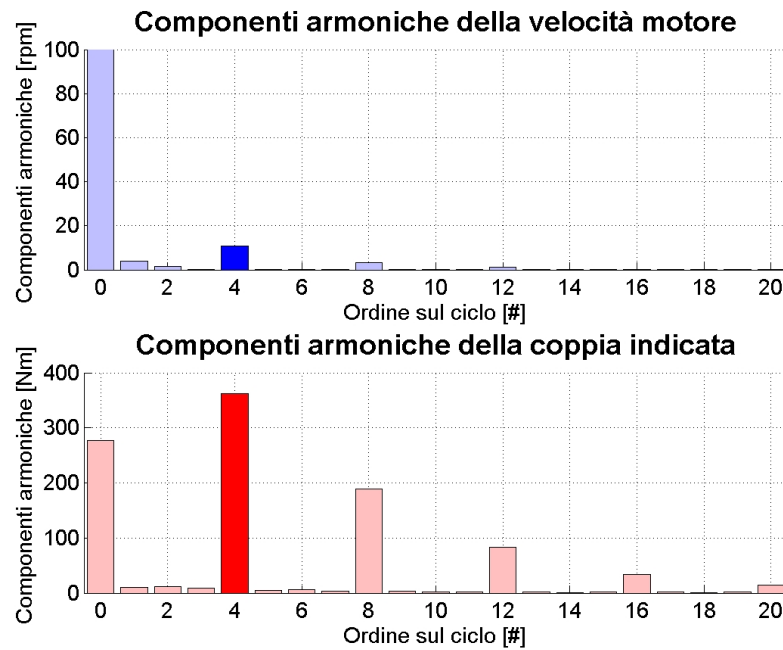


Figura 5.1. Velocità di rotazione e della coppia indicata: componenti armoniche

Nella *Figura 5.1* vengono riportate le componenti armoniche della velocità di rotazione e della coppia indicata relative ad una delle prove effettuate. Gli ordini sono espressi su “base ciclo”²; in tale diagramma si ha che:

- La frequenza di *ordine 1* sul ciclo corrisponde ad un’onda con periodo pari a quello di ciclo (ovvero, 720°).
- La frequenza di *ordine 2* sul ciclo corrisponde ad un’onda con periodo pari alla metà di un ciclo (ovvero, 360°).
- La frequenza di *ordine 4* sul ciclo corrisponde ad un’onda con periodo pari ad un quarto di ciclo (ovvero, 180°).

²Per ciclo si intende un ciclo motore che, in un motore a 4 tempi, è costituito da 2 giri motore.

In particolar modo, risultano particolarmente significative le armoniche con frequenza di combustione, essendo quelle maggiormente eccitate, dunque più visibili. Essendo il motore in questione un quattro cilindri, la nostra attenzione si concentrerà dunque sulle armoniche “di ordine 4 sul ciclo”, ovvero quelle con periodo angolare di 180° , evidenziate in *Figura 5.1*.

Il secondo modello correla le componenti armoniche della coppia indicata con il valor medio della coppia indicata. A differenza del modello precedente, viene identificato sperimentalmente tramite un processo “a scatola nera”.

Nelle prove effettuate nei motori a benzina si è riscontrato un andamento molto regolare del rapporto fra la componente media della coppia indicata e della sua quarta componente armonica (tale rapporto viene usualmente chiamato “ cp_0 su cp_4 ”), il che significa che la forma dell’andamento della coppia indicata non subisce grosse variazioni al variare delle condizioni operative³.

Ciò è dovuto al fatto che il motore a benzina viene regolato “per quantità”, dunque, al variare del carico, viene variata conseguentemente la pressione del collettore; ne deriva che la curva di pressione, al variare del carico motore, si “deforma” in maniera sostanzialmente omotetica, ovvero la forma della curva di pressione ai bassi carichi è sostanzialmente molto simile a quella che si riscontra ad alti carichi, ma riscalata.

Diverso invece è il discorso in un motore diesel, dove non vi è diretta proporzionalità fra carico e pressione nel collettore. Ne consegue, come vedremo, che il rapporto cp_0/cp_4 può assumere valori anche molto diversi fra loro, pertanto la correlazione fra componente media e quarta armonica del segnale di velocità risulta più complessa.

³Nei motori a benzina il rapporto cp_0/cp_4 assume valori dell’ordine di 0.5 in tutto il campo di funzionamento. Una certa influenza di alcuni parametri (carico, velocità) è comunque visibile, quindi il suo valore viene calcolato in centralina al variare delle condizioni di funzionamento mediante mappe o interpolazioni.

5.1.1 Il modello torsionale

Anche in questo caso, il motore montato al banco prova, come evidenziato in *Figura 5.2*, viene schematizzato come un sistema costituito da due *inerzie* (rispettivamente, J_e e J_b), e da un elemento dotato di un *coefficiente elastico* K_{eb} e da un *coefficiente di smorzamento* ρ_{eb} .

Su tale sistema sono applicate le seguenti sollecitazioni:

- La *coppia indicata* erogata dai cilindri T_{ind}
- La *coppia d'inerzia alterna* dovuta alle masse alterne T_{rec}
- La *coppia resistente* dissipata dal freno⁴ T_b

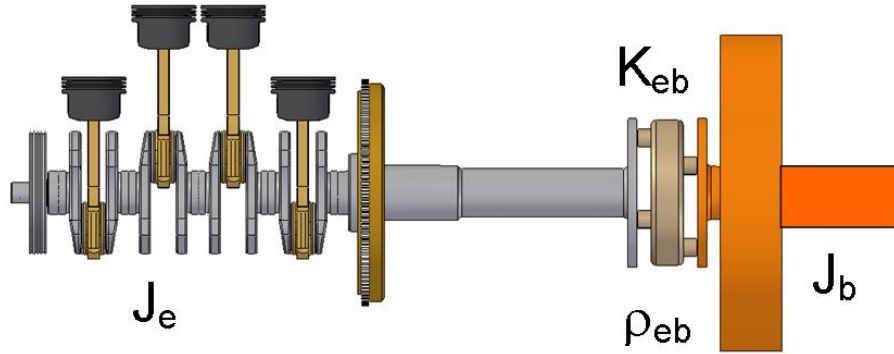


Figura 5.2. Schema del modello torsionale della driveline

Applicando le equazioni della dinamica al motore ed al freno, ed indicando con T_e la somma delle coppie indicate ed alternate, otteniamo:

$$J_e \cdot \ddot{\theta}_e(t) + \rho_{eb} \cdot [\dot{\theta}_e(t) - \dot{\theta}_b(t)] + K_{eb} \cdot [\theta_e(t) - \theta_b(t)] = T_e(t) \quad (5.1)$$

⁴In realtà, essendo come visto in precedenza il freno in considerazione una macchina dinamica, tale coppia può anche essere motrice. Tuttavia, nella presente campagna sperimentale, non si è mai fatto lavorare il motore in tali condizioni, in quanto ritenute non interessanti al fine della validazione degli algoritmi proposti, che risultano d'interesse pratico quando il motore genera effettivamente una coppia motrice non nulla.

$$J_b \cdot \ddot{\theta}_b(t) + \rho_{eb} \cdot [\dot{\theta}_b(t) - \dot{\theta}_e(t)] + K_{eb} \cdot [\theta_b(t) - \theta_e(t)] = T_{rec}(t) \quad (5.2)$$

5.1.2 Il dominio delle frequenze

Passando al dominio delle frequenze [18], ipotizzando, come lecito, che sia possibile trascurare le componenti armoniche della coppia frenante⁵ relative alle frequenze di combustione, le equazioni (5.1) e (5.2) diventano:

$$-J_e \bar{\omega}_n^2 \cdot \Theta_{e,n}(j\bar{\omega}_n) + (\rho j\bar{\omega}_n + K) \cdot [\Theta_{e,n}(j\bar{\omega}_n) - \Theta_{b,n}(j\bar{\omega}_n)] = T_{e,n}(j\bar{\omega}_n) \quad (5.3)$$

$$-J_b \bar{\omega}_n^2 \cdot \Theta_{b,n}(j\bar{\omega}_n) + (\rho j\bar{\omega}_n + K) \cdot [\Theta_{b,n}(j\bar{\omega}_n) - \Theta_{e,n}(j\bar{\omega}_n)] = 0 \quad (5.4)$$

Dove $\Theta_{e,n}$, $\Theta_{b,n}$ e $T_{e,n}$ indicano rispettivamente le n-esime componenti armoniche della posizione angolare lato motore, della posizione angolare lato freno e della coppia lato motore.

Con $\bar{\omega}_n$ si intende la frequenza relativa alla n-esima componente armonica, ovvero:

$$\bar{\omega}_n = \frac{n}{2} \cdot \dot{\theta}_e \quad (5.5)$$

Riscrivendo l'equazione in forma matriciale per l'ordine 4, si ha:

$$\begin{bmatrix} -J_e \bar{\omega}_4^2 + \rho j\bar{\omega}_4 + K & -\rho j\bar{\omega}_4 - K \\ -\rho j\bar{\omega}_4 - K & -J_b \bar{\omega}_4^2 + \rho j\bar{\omega}_4 + K \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Theta_e(j\bar{\omega}_4) \\ \Theta_b(j\bar{\omega}_4) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_e(j\bar{\omega}_4) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Risolvendo, si ottiene:

$$T_{e,4}(j\bar{\omega}_4) = \bar{\omega}_4^2 \cdot \frac{J_e J_b \cdot \bar{\omega}_4 - (J_e + J_b) \cdot (j\bar{\omega}_4 \rho_{eb} + K_{eb})}{J_b \cdot \bar{\omega}_4^2 - j\rho_{eb} \cdot \bar{\omega}_4 - K_{eb}} \cdot \Theta_{e,4}(j\bar{\omega}_4) \quad (5.7)$$

⁵La coppia frenante è, come detto, generata dal freno dinamico montato nella cella. Si assume che il carico resistente non possa variare con una frequenza paragonabile a quella tipica della combustione, dunque ne trascureremo il contenuto armonico a tali frequenze.

Esprimendo la coppia in funzione della velocità angolare anziché in funzione della posizione angolare, si ottiene:

$$T_{e,4}(j\bar{\omega}_4) = -j\bar{\omega}_4 \cdot \frac{J_e J_b \cdot \bar{\omega}_4 - (J_e + J_b) \cdot (j\bar{\omega}_4 \rho_{eb} + K_{eb})}{J_b \cdot \bar{\omega}_4^2 - j\rho_{eb} \cdot \bar{\omega}_4 - K_{eb}} \cdot \dot{\Theta}_{e,4}(j\bar{\omega}_4) \quad (5.8)$$

Per ricavare la quarta armonica della coppia indicata, occorre sottrarre al valore di $T_{e,4}$, ottenuto mediante la (5.8), il valore della quarta componente armonica delle coppie alternate.

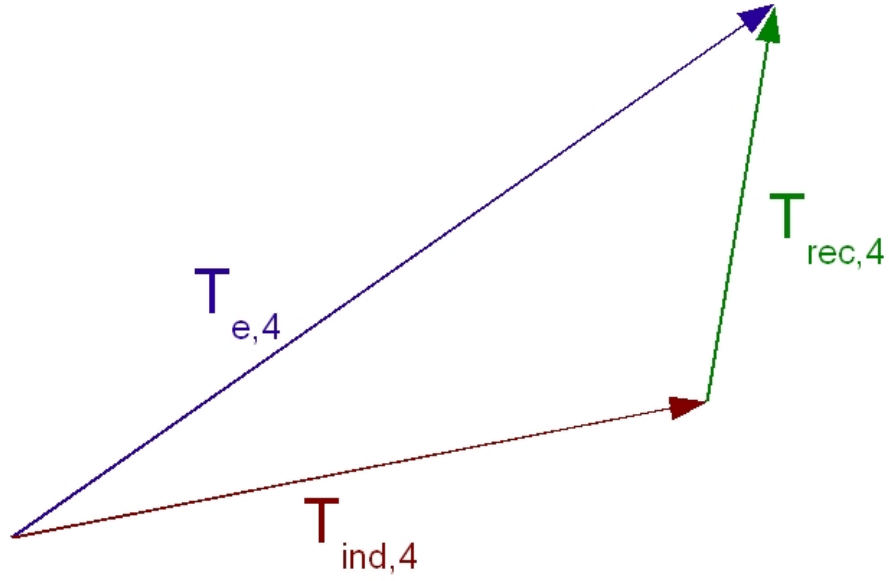


Figura 5.3. Coppie agenti sul lato motore

Ricordando che, per quanto visto nel *Paragrafo 2.2*, nota la massa equivalente M_{eq} delle masse alterne ed il raggio di manovella r , è possibile calcolare l'espressione delle coppie d'inerzia alterne, mediante la relazione:

$$T_{rec}(\theta_e) = M_{eq} r^2 f(\theta_e) \cdot \left[f(\theta_e) \ddot{\theta}_e + \frac{df}{d\theta_e}(\theta_e) \dot{\theta}_e^2 \right] \quad (5.9)$$

dove con $f(\theta_e)$ si è indicata la funzione di manovellismo di spinta, ricavabile mediante la (2.8) (vedi pagina 27).

La quarta armonica delle coppie d'inerzia alterne vale:

$$T_{rec,4}(j\bar{\omega}_4) = \frac{M_{eq}r^2}{2}\dot{\theta}_e^2 \cdot e^{-j\pi/2} \quad (5.10)$$

Combinando le equazioni (5.8) e (5.10) otteniamo:

$$T_{ind,4}(j\bar{\omega}_4) + \frac{M_{eq}r^2}{2}\dot{\theta}_e^2 \cdot e^{-j\pi/2} = F(j\bar{\omega}_4) \cdot \dot{\Theta}_{e,4}(j\bar{\omega}_4) \quad (5.11)$$

Dove con $F(j\bar{\omega}_4)$ si è indicata la *funzione di trasferimento* del sistema, ovvero:

$$F(j\bar{\omega}_4) = -j\bar{\omega}_4 \cdot \frac{J_e J_b \cdot \bar{\omega}_4 - (J_e + J_b) \cdot (j\bar{\omega}_4 \rho_{eb} + K_{eb})}{J_b \cdot \bar{\omega}_4^2 - j\rho_{eb} \cdot \bar{\omega}_4 - K_{eb}} \quad (5.12)$$

Dalla (5.11), conoscendo i valori dei parametri presenti nel modello torsionale⁶, è possibile avere una stima delle componenti armoniche della **coppia indicata** partendo dalla misura sperimentale delle componenti armoniche della **velocità di rotazione**.

5.2 Confronto fra cp0 e cp4

Una volta calcolata la quarta componente armonica della coppia indicata erogata dal motore, occorre, come detto, correlare tale grandezza al valor medio della coppia indicata. Per fare ciò, si ricorre ad un modello lineare del tipo:

$$cp_0 = \gamma(p_{boost}, rpm, SOI_{main}) \cdot cp_4 + \rho(p_{boost}, rpm, SOI_{main}) \quad (5.13)$$

In tale relazione, al fine di migliorare l'interpolazione, i coefficienti γ e ρ non vengono assunti costanti, ma dipendenti da grandezze misurabili in centralina. In particolare, consideriamo tali coefficienti dipendenti dalle seguenti grandezze:

- la *pressione nel collettore* p_{boost} .
- la *velocità di rotazione* rpm .
- l'*angolo di inizio iniezione* SOI_{main} .

⁶Come vedremo nel *Paragrafo 7.2*, alcuni di questi parametri sono noti a priori, altri invece devono essere determinati sperimentalmente.

La dipendenza di γ e ρ dalla velocità di rotazione del motore è motivata dal fatto che tali parametri influenzano il riempimento del motore, mentre, ovviamente, l'angolo di inizio iniezione influisce sulla forma del segnale di pressione.

Calcolo dei coefficienti γ e ρ

Vediamo ora come sia possibile, partendo da un set di dati sperimentali, effettuare una stima dell'andamento dei coefficienti γ e ρ al variare dei parametri da cui dipendono.

Per migliorare la stabilità dell'algoritmo, si preferisce riferirsi a grandezze normalizzate, onde evitare di dover attribuire alle varie grandezze pesi con ordini di grandezza differenti.

Definiamo quindi le seguenti grandezze:

$$\begin{cases} x = cp4/cp4_0 \\ y_1 = rpm/rpm_0 \\ y_2 = p_{boost}/p_{boost,0} \\ y_3 = SOI_{main}/SOI_{main,0} \\ z = cp0/cp0_0 \end{cases} \quad (5.14)$$

Supponendo una relazione quadratica fra i parametri y_1 , y_2 e y_3 ed i coefficienti γ e ρ , possiamo scrivere le seguenti espressioni:

$$\gamma = a_0 + a_1 \cdot y_1 + a_2 \cdot y_2 + a_3 \cdot y_3 + a_{11} \cdot y_1^2 + a_{22} \cdot y_2^2 + a_{33} \cdot y_3^2 + a_{12} \cdot y_1 \cdot y_2 + a_{23} \cdot y_2 \cdot y_3 + a_{31} \cdot y_3 \cdot y_1 \quad (5.15)$$

$$\rho = b_0 + b_1 \cdot y_1 + b_2 \cdot y_2 + b_3 \cdot y_3 + b_{11} \cdot y_1^2 + b_{22} \cdot y_2^2 + b_{33} \cdot y_3^2 + b_{12} \cdot y_1 \cdot y_2 + b_{23} \cdot y_2 \cdot y_3 + b_{31} \cdot y_3 \cdot y_1 \quad (5.16)$$

L'espressione 5.13 può dunque essere riscritta come:

$$z = \gamma(y_1, y_2, y_3) \cdot x + \rho(y_1, y_2, y_3) \quad (5.17)$$

Per l'identificazione dei coefficienti a_{ij} e b_{ij} (chiamati **regressori**), è stata utilizzata una tecnica di minimizzazione dello scarto quadratico medio, che utilizza l'algoritmo (presente in ambiente Matlab) di “*divisione sinistra*”, basato sulla matrice *psedudo-inversa di Penrose*.

Detto α_i il generico regressore, $X_{i,j}$ il valore assunto da tale regressore nella prova j -esima, e β_i il valore assunto dalla coppia indicata nella prova j -esima, è possibile scrivere il seguente sistema di equazioni:

$$\begin{cases} \alpha_1 \cdot X_{1,1} + \alpha_2 \cdot X_{2,1} + \alpha_3 \cdot X_{3,1} + \dots \alpha_m \cdot X_{m,1} = \beta_1 \\ \alpha_1 \cdot X_{1,2} + \alpha_2 \cdot X_{2,2} + \alpha_3 \cdot X_{3,2} + \dots \alpha_m \cdot X_{m,2} = \beta_2 \\ \alpha_1 \cdot X_{1,3} + \alpha_2 \cdot X_{2,3} + \alpha_3 \cdot X_{3,3} + \dots \alpha_m \cdot X_{m,3} = \beta_3 \\ \vdots \\ \alpha_1 \cdot X_{1,n} + \alpha_2 \cdot X_{2,n} + \alpha_3 \cdot X_{3,n} + \dots \alpha_m \cdot X_{m,n} = \beta_n \end{cases} \quad (5.18)$$

Il sistema di equazioni (5.18) può essere riscritto in forma matriciale come:

$$\tilde{X} \cdot \bar{\alpha} = \bar{\beta} \quad (5.19)$$

Il sistema di equazioni 5.19, avendo usualmente più equazioni che incognite⁷, non è risolvibile matematicamente; tuttavia, mediante una tecnica di minimizzazione dello scarto quadratico medio, è possibile ottenere una soluzione approssimata mediante la 5.20:

$$\bar{\alpha} = \left[\left(\tilde{X}^T \cdot \tilde{X} \right) \cdot \tilde{X}^T \right] \cdot \bar{\beta} \quad (5.20)$$

Utilizzando i coefficienti calcolati mediante l'equazione 5.20 all'interno delle equazioni (5.15) e (5.16), è possibile calcolare i coefficienti γ e ρ per ogni singola prova, e quindi effettuare la stima di coppia indicata a partire dai valori di quarta componente armonica della coppia (stimati a partire dall'analisi del segnale di velocità di rotazione, come descritto nel *Paragrafo 5.1.1*).

⁷In quanto il numero delle prove sperimentali (210) è superiore a quello dei regressori (20).

Capitolo 6

La strumentazione utilizzata

In questo capitolo viene descritta sommariamente la cella prova motore utilizzata per la realizzazione delle campagne sperimentali previste per la validazione degli algoritmi di stima di coppia introdotti al *Capitolo 5*; in particolar modo, ci soffermeremo sui vari strumenti di acquisizione utilizzati durante la campagna sperimentale e sui vari sensori utilizzati.

6.1 La cella motore

La cella utilizzata per queste prove è equipaggiata, come accennato nel *Capitolo 5*, con una macchina asincrona AVL, in grado di fungere sia da freno che da motore.

Altre caratteristiche salienti del setup complessivo del banco prove constano di:

- Sistema di interfaccia con la centralina elettronica (“Helios”).
- Sistema di automazione della cella AVL “Puma”.
- Misurazione del consumo del combustibile tramite bilancia gravimetrica.
- Sensore piezoelettrico di pressione in camera all’interno di ogni cilindro.
- Pinza amperometrica installata sull’iniettore per la misura del comando iniezione.

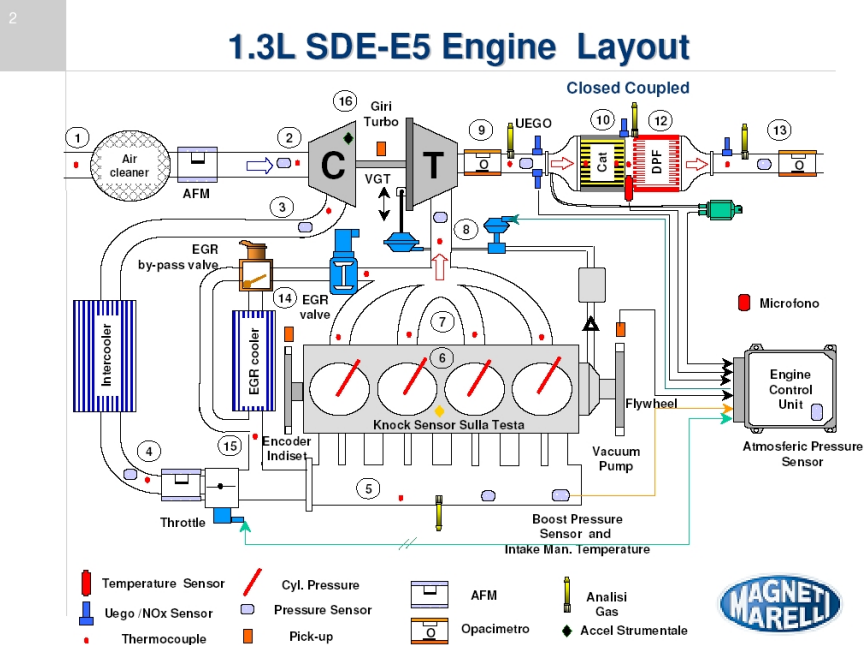


Figura 6.1. Layout motore

4

Elenco Sensori - 1.3L SDE Euro 5

Punto 1	(Aspirazione Filtro): Termocoppia T1;
Punto 2	(Ingr. Compressore): P1, T2, Debimetro AFM1 e Tair ECU;
Punto 3	(Uscita Compressore): T3, Sensore pressione P2;
Punto 4	(Ingr. Farfalla): T4, P3, AFM2;
Punto 5	(Collet. Aspirazione): T5, P4, Analisi Gas AG1, Lambda ECU L1;
Punto 6	(Motore): Pressione Cilindro PC1, PC2, PC3, PC4, Knock Sensor KS1;
Punto 7	(Uscita engine): T6, T7, T8, T9;
Punto 8	(Ingresso Turbina): T10, P5;
Punto 9	(Uscita Turbina): T11, P6, Opacimetro OP1, Lambda L2, AG2, Delta P ECU;
Punto 10	(Oxi-Cat): T12, T13;
Punto 11	(Ingr. DPF): T14, AG3, L3, TinTrap ECU;
Punto 12	(DPF)
Punto 13	(Uscita DPF): T15, AG4, OP2, L4, P7;
Punto 14	(Ingr. Cooler EGR): T16;
Punto 15	(Uscita Cooler EGR): T17;
Punto 16	(TurboCompressore): Accelerometro Strumentale AC1, Pick-up giri Turbo PK1.

Figura 6.2. Elenco dei sensori utilizzati

- Sistema di Indicating (AVL “Indicom”), interfacciato all’encoder e ai sensori di pressione, con sistema di recupero della componente media e recupero della distorsione del segnale (per maggiori dettagli si veda il *Paragrafo 6.3.2*).

- Analisi dei gas di scarico, prelevati a monte e a valle del catalizzatore.
- Misurazione del tasso di CO₂ nel collettore di aspirazione per il calcolo del tasso di ricircolo dei gas di scarico.
- Sonda lambda lineare (UEGO) per la misurazione del titolo a monte del catalizzatore.
- Debimetro (AFM, Air Flow Meter) per la misurazione della portata d'aria in ingresso al compressore.
- Misurazione della temperatura nei seguenti punti:
 - Nell'ambiente esterno.
 - Nel collettore di aspirazione.
 - All'uscita di ciascun cilindro.
 - All'ingresso alla turbina.
 - All'ingresso del catalizzatore ed all'interno dello stesso.
- Misurazione della pressione nei seguenti punti:
 - Nell'ambiente esterno.
 - All'uscita del compressore.
 - Nel collettore di aspirazione.
 - All'ingresso alla turbina e in ingresso al catalizzatore.
- Sistemi di ventilazione e di condizionamento del circuito di raffreddamento e dell'intercooler.

6.2 Gli strumenti per l'acquisizione dei segnali

Dato l'elevato numero di segnali che si intende acquisire in questa campagna di prove, e siccome ogni segnale richiede una diversa metodologia di acquisizione, sono stati utilizzati diversi strumenti di acquisizione contemporaneamente.



Figura 6.3. Il motore utilizzato per la sperimentazione

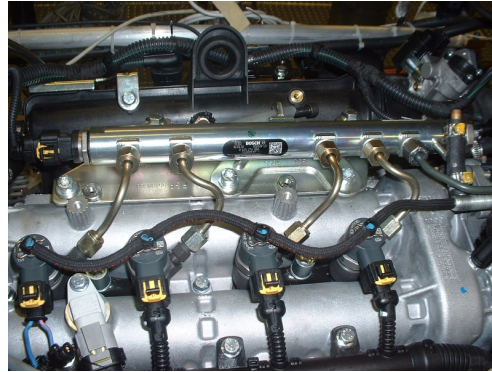


Figura 6.4. La testata del motore

Infatti, come vedremo, alcuni segnali quali quelli provenienti dai segnali induttivi, richiedono una frequenza di campionamento elevata, per altri si richiede la conoscenza di un valor medio durante ogni singola prova, mentre, per i segnali di pressione all'interno dei cilindri, è consigliabile utilizzare una acquisizione su “base angolare”, per i motivi che verranno illustrati nel *Paragrafo 6.3.2*.

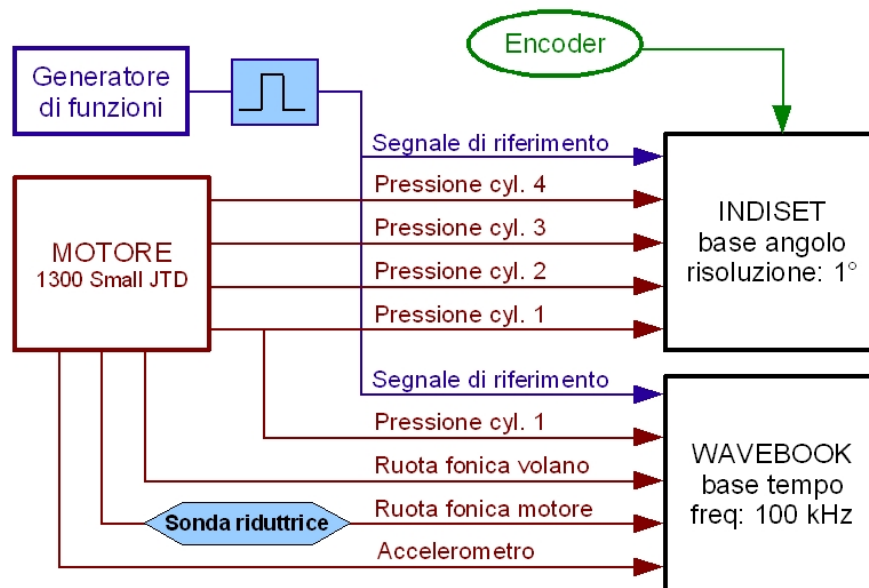


Figura 6.5. Layout delle acquisizioni

Utilizzando sistemi di acquisizione diversi, al fine di garantire la fasatura temporale delle acquisizioni, è stato necessario introdurre un *segnale di riferimento* esterno, tale da consentirci di rifasare mediante post-processing i dati provenienti dai vari strumenti di misura.

A tale scopo è stato dunque utilizzato un generatore di funzioni, attraverso il quale è stata generata un'onda quadra a bassa frequenza (0.05 Hz), acquisita sia mediante il Wavebook (base tempo, alta frequenza), sia attraverso l'Indiset (base angolo). Dal confronto di questi due segnali, analizzando gli istanti dove avviene la transizione dell'onda quadra dal valore alto al valore basso o viceversa, è possibile sincronizzare le due acquisizioni. La configurazione sperimentale della catena di misura è riportata in maniera schematica in *Figura 6.5*.

6.2.1 Il sistema Indiset

Il sistema Indiset è un acquisitore su base evento, regolato da un encoder calettato sull'albero motore (vedi *Figura 6.6*) dotato di 360 denti. Ad ogni passaggio di uno dei denti dell'encoder, viene effettuata una acquisizione.

In questo modo è dunque possibile effettuare acquisizioni su base angolo con risoluzione angolare pari ad 1° ¹, consentendoci di effettuare misure con una risoluzione sensibilmente maggiore rispetto alle normali ruote foniche. Tale strumento risulta particolarmente utile in un laboratorio ma, per motivi di costo ed affidabilità, non è tuttavia implementabile a bordo di un veicolo di serie.

Uno dei maggiori vantaggi di questa strumentazione, come già precedentemente accennato, consiste nella possibilità di recuperare automaticamente la componente media dei valori della pressione all'interno del cilindro.

Attraverso tale strumentazione sono stati acquisiti i seguenti segnali:

- **Canali 1-4:** 4 segnali di *pressione* all'interno dei cilindri.
- **Canale 5:** il segnale di *riferimento* generato dall'oscilloscopio.

¹In realtà, è possibile arrivare ad una risoluzione angolare pari a 0.1° ; in tale modalità, tuttavia, i campioni intermedi fra un dente e l'altro vengono ottenuti attraverso algoritmi di interpolazione, dunque non sono da considerarsi completamente affidabili.

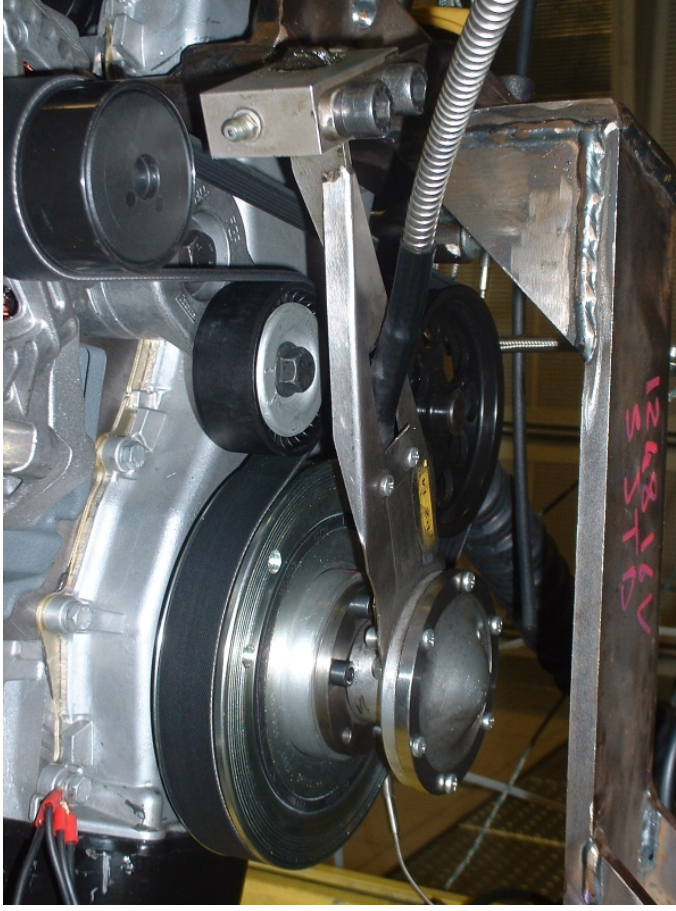


Figura 6.6. L'encoder utilizzato per le acquisizioni in base angolo

Dalla conoscenza della pressione $p_{cyl,i}$ che regna all'interno del generico cilindro i -esimo, nota la geometria del motore, è possibile calcolare la coppia indicata erogata dal cilindro $T_{ind,i}$ mediante la formula:

$$T_{ind,i}(\theta_e) = [p_{cyl,i}(\theta_e) - p_{atm}] \cdot f(\theta_e) \cdot \Omega r \quad (6.1)$$

Dove con p_{atm} si indica la pressione atmosferica, con Ω l'area del pistone, con r il raggio di manovella, e con $f(\theta_e)$ la funzione di manovellismo, il cui valore dipende dal rapporto λ fra il raggio di manovella e la lunghezza di biella, secondo l'espressione:

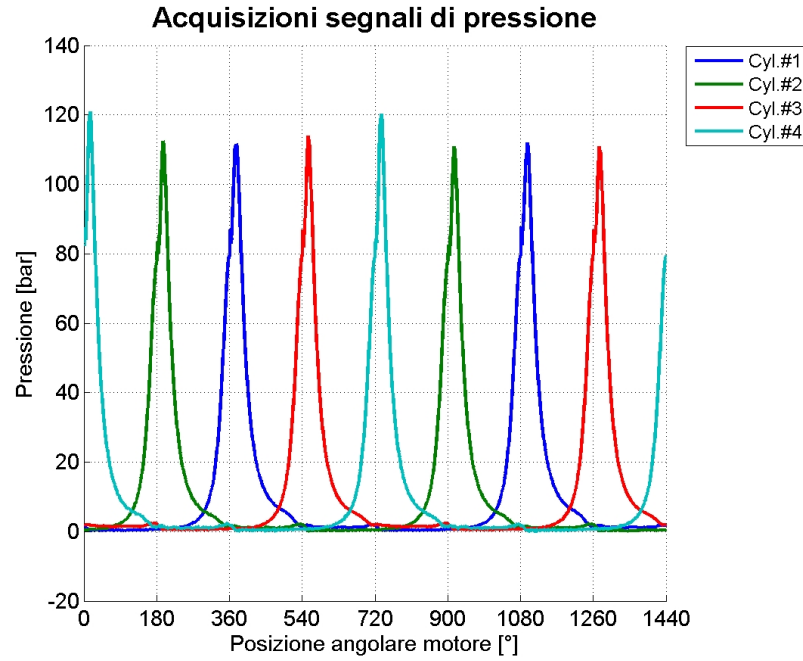


Figura 6.7. Misura della pressione in camera

$$f(\theta_e) = \sin(\theta_e) + \frac{\lambda \sin(2\theta_e)}{2\sqrt{1 - [\lambda \sin(\theta_e)]^2}} \quad (6.2)$$

6.2.2 Il sistema Wavebook

Mediante questa strumentazione, già descritta al *Paragrafo 3.3*, sono state effettuate delle acquisizioni su 5 canali con una frequenza pari a **100 kHz**. Tale valore è stato scelto per avere una frequenza sufficientemente elevata da evitare fenomeni di aliasing, ed al tempo stesso nei limiti delle prestazioni dello strumento.

Mediante il sistema Wavebook sono stati acquisiti:

- **Canale 1:** il segnale proveniente dalla **ruota fonica del motore**. L'acquisizione di tale segnale è ovviamente di fondamentale importanza per la misura delle fluttuazioni di velocità di rotazione del motore, e, conseguentemente, per

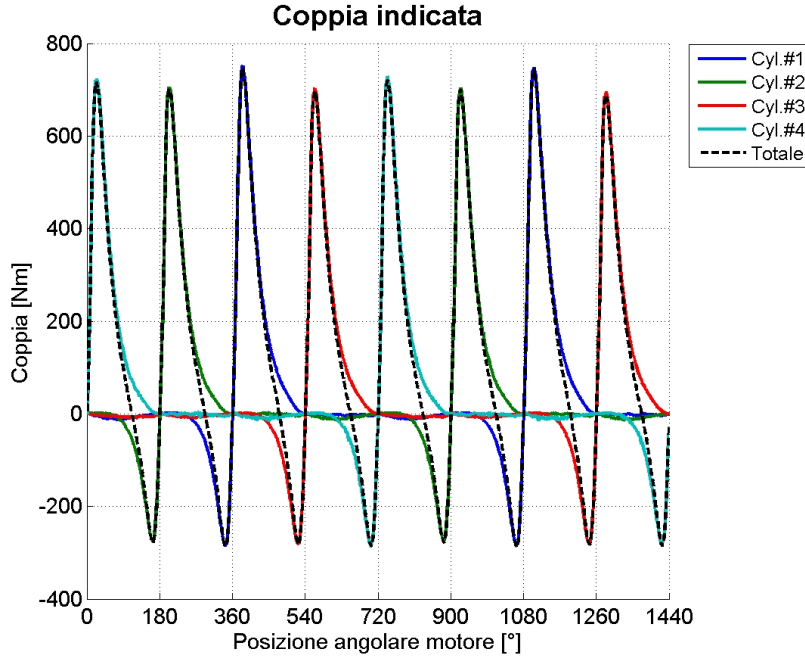


Figura 6.8. Calcolo della coppia indicata

poter effettuare la stima della coppia indicata mediante gli algoritmi descritti nel *Capitolo 5*.

- **Canale 2:** il segnale proveniente da un **accelerometro**. Tale segnale è stato acquisito per monitorare le vibrazioni della testata del motore; seppure non sia stato direttamente utilizzato nello sviluppo degli algoritmi proposti in questo lavoro, si è deciso ad ogni modo di acquisire tale segnale, in maniera tale da avere un'ulteriore informazione sulle prove effettuata, che potrà tornare utile in lavori futuri².
- **Canale 3:** il segnale proveniente dalla **ruota fonica del volano**. Confrontando questo segnale con quello proveniente dal pickup induttivo montato in prossimità della ruota fonica lato motore, si è in grado di stimare la torsione

²Infatti in letteratura si trovano diversi esempi di algoritmi di stima della coppia indicata basati su tale segnale.

relativa del volano a doppia massa; tale informazione può essere utilizzata per sviluppare un'ulteriore metodologia per la stima della coppia indicata (vedi *Capitolo 8*).

- **Canale 4:** il segnale di **riferimento** generato dall'oscilloscopio. Tale segnale, come ricordato precedentemente, serve a fasare le acquisizioni effettuate con il Wavebook con quelle effettuate su base angolare con il sistema Indiset.
- **Canale 5:** il segnale di **pressione** all'interno del cilindro 1. Seppure tale segnale sia stato acquisito anche su base angolare, si è preferito duplicarne l'acquisizione, al fine di avere un ulteriore riferimento per la fasatura delle due tipologie di acquisizione.

6.2.3 Il sistema Puma

L'acquisizione ad alta frequenza si rende necessaria nel caso si voglia effettuare un'analisi del contenuto armonico del segnale relative alle frequenze superiori a quella di ciclo. Quando invece interessa solo il valore medio di una grandezza in un certo lasso di tempo, è sufficiente acquisirla con frequenza di campionamento bassa.

Per questo motivo, una serie di 40 grandezze “ausiliarie”³ sono state memorizzate dal sistema di acquisizione “AVL Puma”. Per ogni prova, è stato registrato il valor medio in un periodo di 30 secondi.

6.3 I sensori utilizzati

In questo paragrafo vengono riportate le caratteristiche dei sensori che sono stati utilizzati in questa campagna prove.

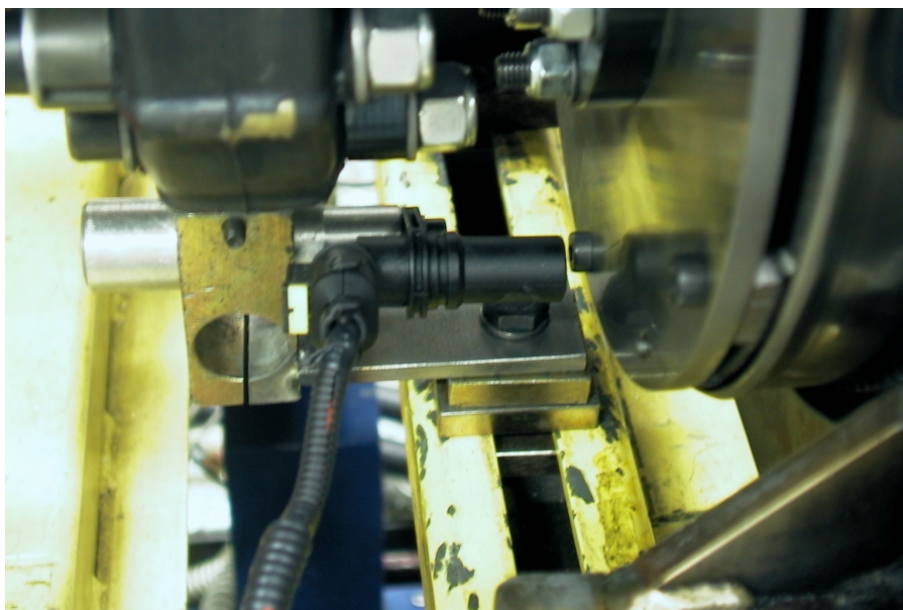


Figura 6.9. Il sensore induttivo montato sul volano

6.3.1 I sensori induttivi

I sensori induttivi utilizzati per la misura della velocità di rotazione del motore e del volano sono analoghi a quelli descritti al *Paragrafo 3.4*.

Per quanto riguarda la ruota fonica lato motore, questa è una tradizionale ruota dentata con 60-2 denti, analoga a quella vista al paragrafo 3.4; dato il suo elevato voltaggio (nelle prove a velocità più elevate superiore ai 40 volt), per effettuare una corretta misura con il WaveBook, che ci consente di acquisire correttamente segnali fino ad una tensione massima di 10 V, è stata utilizzata una sonda riduttrice di tensione, tale da attenuare il segnale del pickup di un fattore 10.

Il segnale di riferimento del volano, invece, ha una forma sostanzialmente differente. Infatti, essendo questa acquisizione funzionale al lavoro in esame, ma non essendo ancora prevista da questo lato del volano una ruota con delle singolarità create ad hoc, per non intervenire pesantemente sull'installazione si è deciso di

³Fra queste, vi sono le temperature e le pressioni in vari punti del motore, la fasatura e la durata delle varie iniezioni, i valori misurati di coppia e potenza, la misura della portata d'aria.

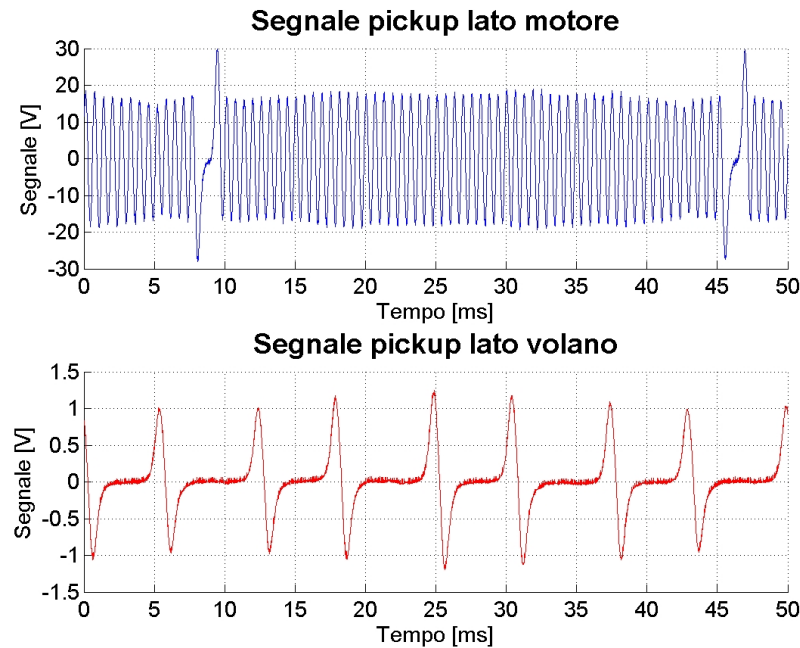


Figura 6.10. Segnali provenienti dai pickup induttivi

sfruttare lo sporgere di sei teste di bullone sulla superficie esterna del disco per creare un effetto di variazione del flusso del campo magnetico analogo a quello ottenuto con il pickup affacciato alla ruota fonica lato motore, seppur con minor risoluzione, in quanto sono presenti solamente 6 singolarità in un giro invece che 58. Il segnale che ne deriva è riportato in *Figura 6.10*.

6.3.2 I sensori di pressione in camera

Un segnale di notevole importanza, acquisito al banco durante una sessione di prove su un motore a combustione interna, è quello di pressione all'interno dei cilindri. A tale grandezza si fa riferimento infatti durante il calcolo di dati di particolare interesse, quali la curva di rilascio del calore, utilizzata nei modelli per la simulazione del processo di combustione, la coppia indicata, la pressione media indicata, oppure per altre applicazioni come, ad esempio, lo studio delle detonazioni e dei misfire. Tuttavia, come già ricordato in precedenza, sfortunatamente tali sensori,

per problemi di affidabilità e di costo⁴, non possono essere utilizzati al giorno d'oggi su vetture di serie, ed il loro utilizzo è dunque limitato alla sala prova.

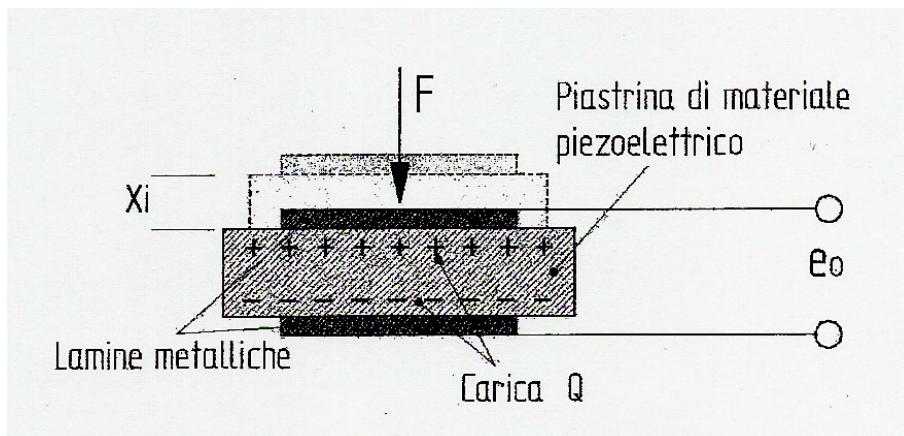


Figura 6.11. Il trasduttore piezoelettrico

In *Figura 6.11* è riportato lo schema di questo sensore. Questo è costituito da una membrana elastica, posta a contatto da una parte con il fluido di cui si vuole misurare la pressione, e dall'altra con una piastrina di materiale piezoelettrico, alla quale viene trasmessa una forza data dalla pressione incognita moltiplicata per l'area efficace della piastrina stessa.

Per effetto della sollecitazione ricevuta, quindi, la piastrina piezoelettrica si comprime liberando sulle sue superfici una quantità di carica elettrica Q , direttamente proporzionale alla variazione di spessore x_i dovuta alla deformazione subita, e quindi alla pressione p da misurare, secondo la seguente espressione:

$$Q = k_q \cdot x_i = k_p \cdot p \quad (6.3)$$

in cui k_q è il coefficiente di piezoelettricità (espresso in [pC/mm]) e k_p la sensibilità del trasduttore (espressa in [pC/bar]). La carica liberata sulle facce della piastrina

⁴Questi sensori, infatti, per poter rilevare con precisione pressioni che subiscono forti gradienti e raggiungono valori piuttosto elevati (nei motori diesel, anche oltre 150 bar), richiedono l'utilizzo di materiali particolari. Inoltre, necessitano di una frequente manutenzione a causa dell'ambiente chimicamente aggressivo in cui lavorano.

viene raccolta da due lamine metalliche poste a contatto con la piastrina stessa, e si trasforma in una tensione e_0 ai capi del condensatore formato dalle suddette lamine che ne costituiscono le armature.

Indicando con C_a la capacità del condensatore, si ha:

$$e_0 = \frac{Q}{C_a} = \frac{k_p \cdot x_p}{C_a} \quad (6.4)$$

Se la pressione da misurare varia con il tempo, anche la deformazione subita dalla piastrina piezoelettrica e la carica elettrica prodotta variano di conseguenza, generando una corrente elettrica $i_a(t)$:

$$i_a(t) = \frac{dQ}{dt}(t) = k_p \cdot \frac{dp}{dt}(t) \quad (6.5)$$

Siccome l'energia in gioco è molto ridotta, la tensione $e_0(t)$ in uscita dal trasduttore deve essere amplificata, in modo da poter effettuare una corretta acquisizione del segnale.

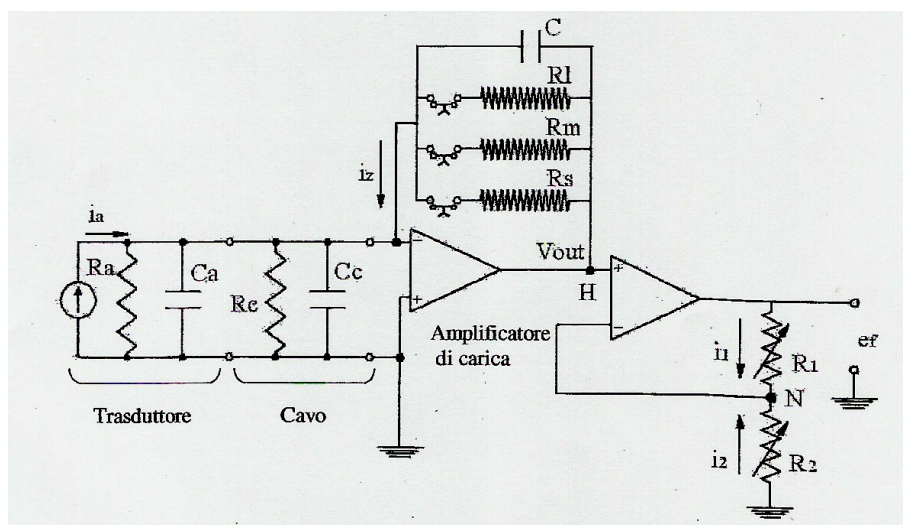


Figura 6.12. Catena di misura del segnale di pressione

Si introduce dunque nella catena di misura un amplificatore di carica, collegato al trasduttore mediante un cavo coassiale (BNC), il quale non si limita a fornire in uscita una tensione proporzionale alla carica liberata dalla piastrina, ma esegue

anche un filtraggio passa alto, eliminando dal segnale di pressione il valore medio e le armoniche aventi una frequenza minore rispetto al valore della frequenza di taglio, al fine di eliminare i pericoli legati alla saturazione del segnale che possono verificarsi per la presenza di componenti medie troppo elevate.

Tale operazione, eliminando le basse frequenze, introduce dunque un errore, chiamato comunemente “deriva dell’amplificatore” che, pur risultando non trascurabile, è tuttavia recuperabile a posteriori mediante opportuni algoritmi il cui scopo è quello di ricostruire le frequenze che sono state eliminate.

Per maggiori dettagli sulla modellizzazione della catena di misura relativa al sensore di pressione, ed alle metodologie utilizzate per il recupero delle basse frequenze si rimanda a [15] ed a [25].

6.3.3 L’encoder angolare

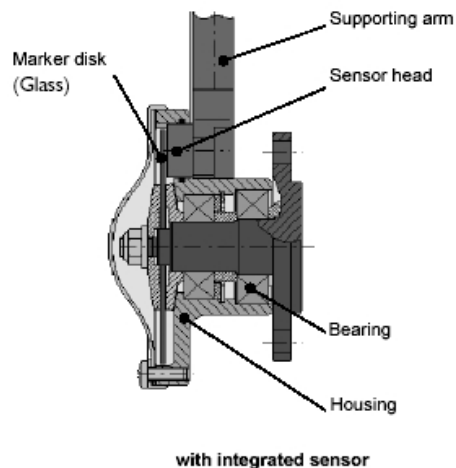


Figura 6.13. Schema dell’encoder

L’encoder è un dispositivo elettromeccanico, generalmente utilizzato per fornire informazioni sulla posizione angolare di un albero motore in rotazione attorno al proprio asse.

Nella forma più semplice si possono distinguere due parti:

- Il *corpo*, che costituisce la parte fissa, con all'interno il sensore e la componentistica elettrica ed elettronica
- Il *rotore*, costituito da un piccolo albero, collegato da una parte all'asse di cui si vuole la lettura, e recante dall'altra il disco utilizzato per la lettura.

Il disco ed il tipo di sensore possono cambiare a seconda del principio di funzionamento: negli encoder ottici, che sono quelli che garantiscono una maggiore precisione e risoluzione, il disco è costituito da settori alternativamente trasparenti e opachi, in prossimità del quale è affacciato un elemento emettitore-ricevitore, detto *fotodiodo*. Tale elemento emana un'onda luminosa che, a seconda dell'opacità del settore angolare del disco al quale è affacciato in quel momento il fotodiodo, può essere o meno riflessa e “catturata” dall'elemento ricevitore. Si genera così un segnale a forma di onda quadra, le cui transizioni rappresentano i passaggi da una zona opaca ad una trasparente o viceversa, e vengono quindi utilizzate come riferimenti angolari.

Nel sistema in esame, si dispone di un encoder ottico con risoluzione fisica di 1° , il cui scopo è quello di rilevare la posizione angolare dell'albero motore e fornirla al sistema di Indicating come riferimento per le acquisizioni in base angolo.

6.3.4 Il debimetro

Il debimetro, detto anche anemometro a filo caldo, è uno strumento di misura che serve a misurare la portata d'aria che fluisce all'interno dei cilindri [1, 11]. E' composto da un sottile filo di materiale conduttore esposto al flusso del quale si vuole misurare la velocità (vedi *Figura 6.14*).

Di questo strumento, ne esistono due differenti versioni, a seconda della modalità di controllo utilizzata:

- L'anemometro a corrente costante.
- L'anemometro a temperatura costante.

Nel primo caso, viene mantenuta costante la corrente circolante nell'anemometro. Di conseguenza, il calore dissipato per effetto Joule $R_w i^2$ risulta essere pressoché

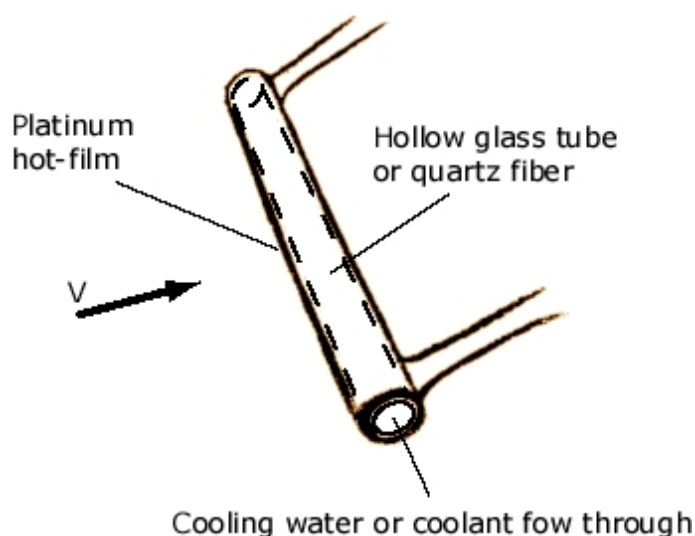


Figura 6.14. Schema dell'anemometro a filo caldo

costante, a meno delle variazioni di resistenza elettrica dovute alla variazione di temperatura. Con l'aumentare della velocità del fluido, aumenta invece il calore dissipato verso l'esterno, a causa dell'incremento del coefficiente di convezione α .

Nel secondo caso, viene invece stabilizzata la temperatura dell'anemometro, agendo sul valore della corrente circolante. Ovviamente, all'aumentare della velocità del fluido, aumenterà l'intensità di corrente circolante nell'anemometro.

Questa tipologia di sensore è largamente utilizzata nel campo del controllo dei motori a combustione interna (sia a benzina, sia diesel), per via della loro economicità. A tale scopo, possono venire utilizzati sia gli anemometri a corrente costante, sia quelli a temperatura costante. Come linea generale, tuttavia, si è soliti scegliere la prima tipologia, in quanto fornisce una risposta più pronta durante i transitori (caratteristica decisamente importante per un sensore automotive).

Tuttavia, occorre ricordare che questi sensori non forniscono una misura particolarmente accurata della portata d'aria in ingresso, in quanto, a causa di vari problemi legati principalmente all'imbrattamento del filo durante l'utilizzo, tendono a perdere la taratura iniziale.

Stima di coppia: risultati

In questo capitolo vengono descritte le prove sperimentali effettuate al fine di verificare gli algoritmi di stima di coppia introdotti nel *Capitolo 5*, e vengono presentati i risultati ottenuti con l'utilizzo di tali metodologie. Ulteriori dettagli sulle singole prove effettuate sono riportati in appendice B.

7.1 Le prove sperimentali

Durante la campagna di prove sperimentali effettuata sul motore Fiat multijet, sono stati effettuati diversi set di prove, in ognuno dei quali si è controllato il motore in maniera differente, al fine di costruire un database di test tale da coprire una vasta casistica di condizioni di funzionamento.

In particolare, sono stati effettuati i seguenti set di prove:

- Set di prove con “*variazione dei fattori di controllo*” (vedi *Paragrafo 7.1.1*).
- Set di prove con “*sbilanciamenti di combustibile*” in un singolo cilindro (vedi *Paragrafo 7.1.2*).
- Set di prove con “*sbilanciamenti di combustibile*” in due cilindri (vedi *Paragrafo 7.1.3*).
- Set di prove con “*rampe di velocità*” a carico costante (vedi *Paragrafo 7.1.4*).

Ad eccezione delle prove sperimentali effettuate nell'ultimo set di prove, tutti gli altri test sono stati effettuati in condizioni stazionarie, ovvero congelando i parametri di controllo motore e facendo funzionare il motore in un determinato punto di funzionamento, scelto appositamente prova per prova secondo le modalità descritte nei paragrafi successivi.

Al fine di realizzare una misura significativa, per ogni singola prova vengono acquisiti 105 cicli motore, per una durata temporale variabile a seconda della velocità di rotazione del motore.

7.1.1 Prove con variazione fattori di controllo

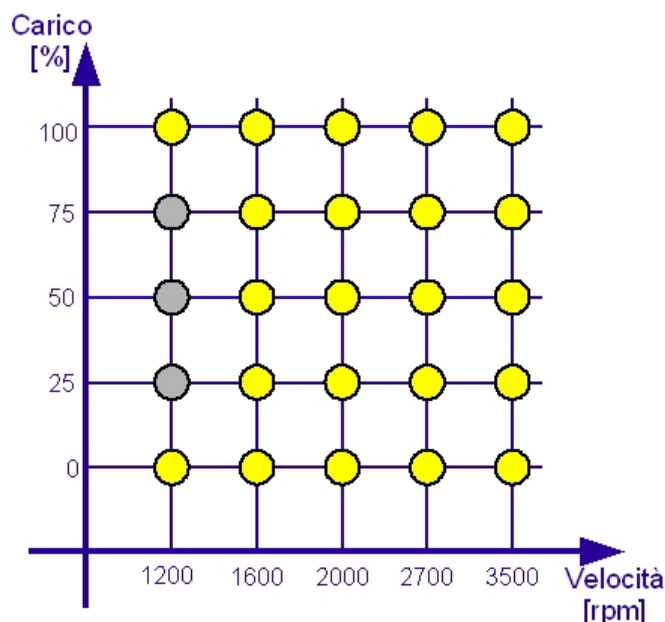


Figura 7.1. Griglia di punti per le prove di variazione dei fattori

In questa prima campagna sperimentale, si è scelto di esplorare una “griglia” costituita da 25 punti di funzionamento (riportata in *Figura 7.1*), a cinque diverse condizioni di carico e velocità. Sfortunatamente, per problemi di stabilità del banco, alla velocità di 1200 rpm non è stato possibile effettuare le prove a carichi intermedi,

dunque in questo set di prove sono stati esplorati solamente 22 punti motore, per un totale di **220 prove**.

Per ognuno di questi punti motore, come vedremo, sono stati effettuati 10 test, variando alcuni dei fattori di controllo.

Per quanto riguarda il valore del carico motore, questo viene espresso come *percentuale di coppia indicata rispetto al valore massimo ad una data velocità di rotazione*. Così, se ad esempio a 2000 rpm la coppia massima è 200 Nm, nella prova al 75% di carico a tale velocità la coppia indicata sarà pari a 150 Nm.

Le prove a carico nullo sono da intendersi come prove in cui la coppia resistente letta dal freno risulta pari a zero; dunque, in tale situazione, il motore sta erogando una coppia piccola, ma non nulla, tale da vincere le forze d'attrito. Si è operata questa scelta in quanto il funzionamento del motore in trascinato, con il freno dinamico funzionante come motore, non risulta essere particolarmente interessante ai fini della validazione delle strategie che si intende validare col presente studio.

Le variazioni dei fattori di controllo

Per ogni punto motore, sono state effettuate le seguenti prove:

- **Prova 1:** effettuata in condizioni nominali. Durante tale prova, tutti i parametri di controllo sono quelli calcolati dalla strategia implementata all'interno dell'unità di controllo motore; non vengono dunque effettuate operazioni manuali per correggere alcun parametro.
- **Prove 2,3:** variazioni di SOI_{main} . Durante tali test, viene variata (prima di una quantità positiva, poi di una quantità negativa) la posizione della Start of Main Injection, ovvero la fasatura dell'iniezione principale di combustibile. Le variazioni imposte sono di $\pm 4^\circ$. Va ricordato che, siccome la SOI_{main} rappresenta l'anticipo di iniezione, una variazione positiva di tale parametro implica un'iniezione anticipata rispetto al valore nominale, mentre una variazione negativa comporta un'iniezione ritardata. Per quanto riguarda le altre

iniezioni previste (pilot, pre, after), anche a queste viene applicata la medesima variazione in termini di fasatura angolare, per cui il pattern di iniezione subisce una “traslazione rigida”.

- **Prove 4,5:** variazioni di p_{rail} (pressione del rail). In queste prove viene congelato il valore del tempo di iniezione, e viene variata la pressione all’interno del rail, con uno scostamento percentuale pari al $\pm 10\%$. Ovviamente, una variazione positiva di pressione nel rail comporta un incremento della quantità di combustibile iniettata nel motore e, conseguentemente, un aumento della coppia erogata dal motore.
- **Prove 6,7:** variazioni di $EGR\%$ (percentuale di EGR). Anche in queste prove si è scelto di effettuare degli scostamenti percentuali rispetto al valore nominale pari al $\pm 10\%$. Queste prove sono state eseguite variando il comando $eDuty$ di alzata della valvola EGR, nell’intenzione di azionarlo con aggiustamenti successivi fino al raggiungimento del valore voluto di $EGR\%$, che rappresenta il parametro fisicamente significativo.

Sfortunatamente, a causa della rottura del banco di analisi gas dopo che le prime prove erano già state eseguite, la lettura di questo parametro non è stata disponibile, perciò dalla prova 71 in poi si è preso come parametro di riferimento la misura della portata massica d’aria fresca effettuata dal debimetro¹. Occorre precisare che in diverse condizioni di funzionamento, in cui la valvola EGR si trovava in posizione completamente aperta oppure completamente chiusa, non è stato possibile effettuare entrambe le variazioni che ci eravamo prefissati di realizzare. Dunque tali test sono stati realizzati in condizioni nominali.

E’ bene rilevare, inoltre, che queste prove sono risultate particolarmente onerose in termini di tempo, in quanto la relazione fra il comando $eDuty$ e la conseguente variazione di $AirMass$ è risultata altamente non lineare; inoltre la

¹Tale scelta è giustificata dal fatto che, fissate le condizioni di funzionamento ed aumentando il tasso di EGR, ipotizzando che la portata massica entrante nei cilindri non subisca variazioni significative, ci si attende una diminuzione della portata d’aria fresca entrante.

netta variazione della fluidodinamica in aspirazione spesso comporta marcati effetti di isteresi, con difficoltà a riportarsi sul punto nominale.

- **Prove 8,9:** variazioni di p_{boost} (pressione compressore): $\pm 5\%$. In queste prove, viene fatta variare la pressione di sovralimentazione del gruppo turbocompressore.

Anche in questo caso, in diverse condizioni di funzionamento non è stato possibile realizzare le variazioni di pressione di sovralimentazione che erano state pianificate; in particolar modo, ai bassi carichi il gruppo turbocompressore non riceveva dal fluido che lo attraversava una energia sufficiente a variare in maniera significativa le sue prestazioni. Inoltre, ai carichi più elevati, si è deciso di non effettuare sbilanciamenti tali da generare valori di pressione di sovralimentazione troppo elevati, ovvero tali da essere considerati pericolosi per il funzionamento del motore.

- **Prova 10:** effettuata in condizioni nominali. Al termine delle varie prove di variazione dei fattori, è stata eseguita una seconda prova in condizioni stazionarie, con il duplice intento di verificare che le condizioni operative non siano variate significativamente durante la realizzazione delle varie prove effettuate, e di replicare le acquisizioni sul punto di funzionamento nominale per avere maggiori informazioni sul comportamento del motore in questa particolare situazione.

7.1.2 Prove con sbilanciamenti di combustibile su un cilindro

In questo set di prove si è esplorata una griglia composta da 16 punti (vedi *Figura 7.2*). Per ogni punto motore sono state effettuate tre prove sperimentali, per un totale, quindi, di **48 prove**:

- **Prova 1:** effettuata in condizioni nominali.
- **Prova 2:** sbilanciamento positivo del cilindro 1. In questa prova si è aumentato il tempo di iniezione della Main Injection nel primo cilindro, in maniera tale da generare in questo un incremento del 10% del combustibile iniettato.

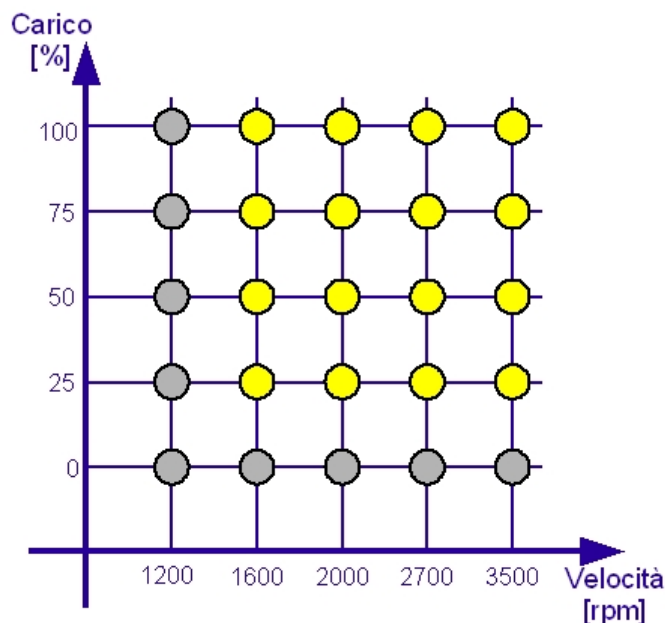


Figura 7.2. Griglia di punti per le prove con sbilanciamenti singoli

- **Prova 3:** sbilanciamento negativo del cilindro 2 (riduzione del 10% del combustibile iniettato).

7.1.3 Prove con sbilanciamenti di combustibile su due cilindri

In questo set di prove vengono generati sbilanciamenti su due cilindri contemporaneamente. Siccome le possibili combinazioni sono ben 21 per ogni punto motore, per non appesantire eccessivamente la campagna di prove sperimentali, si è deciso di effettuare misure soltanto in cinque punti prova motore centrali (vedi *Figura 7.3*), giudicati particolarmente interessanti in quanto ritenuti caratteristici del funzionamento reale del motore. In questa maniera, sono state effettuate in totale **105 prove**.

Di seguito, vengono riportate sinteticamente le varie combinazioni di sbilanciamenti che sono state indotte nei vari cilindri:

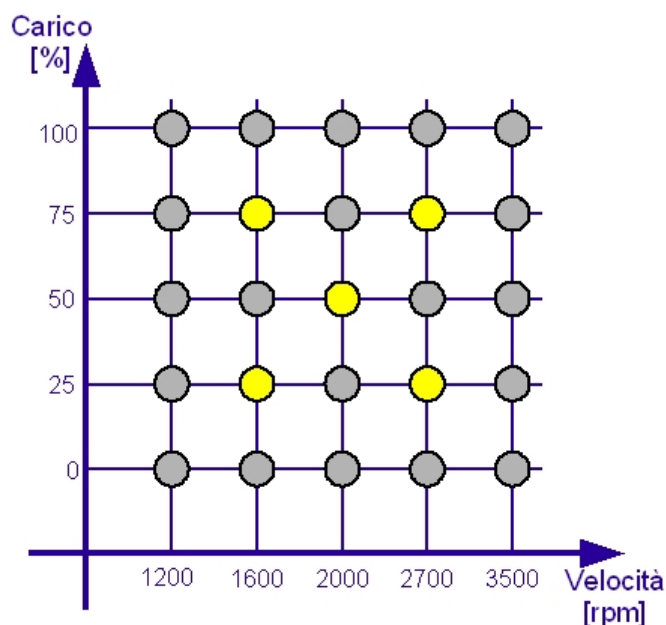


Figura 7.3. Griglia di punti per le prove con sbilanciamenti doppi

- **Prova 1:** in condizioni nominali.
- **Prova 2:** cyl.1: +10%
- **Prova 3:** cyl.1: -10%
- **Prova 4:** cyl.2: +10%
- **Prova 5:** cyl.2: -10%
- **Prova 6:** cyl.3: +10%
- **Prova 7:** cyl.3: -10%
- **Prova 8:** cyl.4: +10%
- **Prova 9:** cyl.4: -10%
- **Prova 10:** cyl.1: +10%, cyl.2: +10%
- **Prova 11:** cyl.1: +10%, cyl.2: -10%
- **Prova 12:** cyl.1: -10%, cyl.2: +10%
- **Prova 13:** cyl.1: -10%, cyl.2: -10%
- **Prova 14:** cyl.1: +10%, cyl.3: +10%
- **Prova 15:** cyl.1: +10%, cyl.3: -10%
- **Prova 16:** cyl.1: -10%, cyl.3: +10%
- **Prova 17:** cyl.1: -10%, cyl.3: -10%
- **Prova 18:** cyl.1: +10%, cyl.4: +10%
- **Prova 19:** cyl.1: +10%, cyl.4: -10%
- **Prova 20:** cyl.1: -10%, cyl.4: +10%
- **Prova 21:** cyl.1: +10%, cyl.4: -10%

7.1.4 Rampe di velocità

In questo set di prove, sono state effettuate delle acquisizioni in regime transitorio, con l'intento di raccogliere informazioni sul comportamento del motore in diverse condizioni di velocità di rotazione. Come vedremo nel *Paragrafo 7.2*, tali prove risulteranno di fondamentale importanza per la calibrazione dei parametri del modello torsionale che ci servono per effettuare una corretta stima della coppia indicata partendo dall'espressione (5.11).

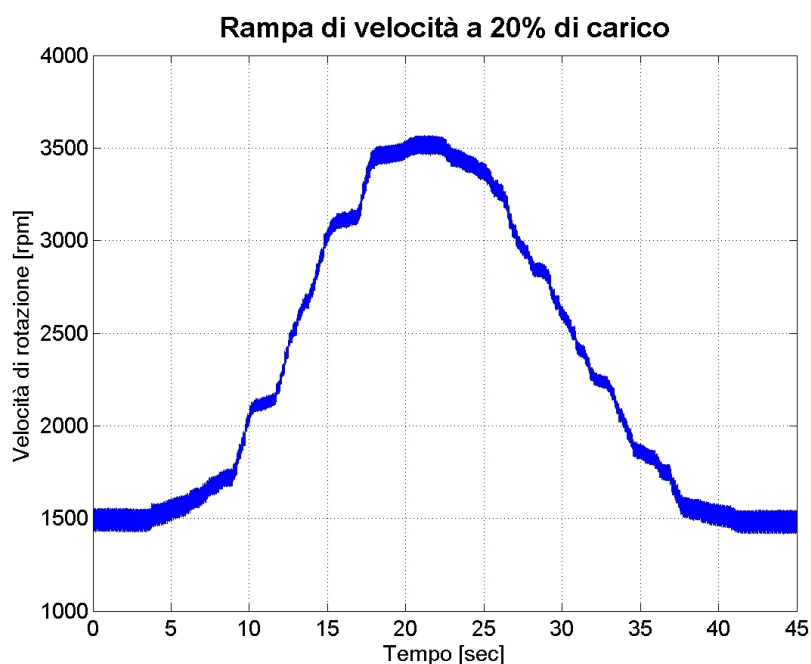


Figura 7.4. Velocità di rotazione in una prova in transitorio

Per la realizzazione di queste prove, si è dapprima fissata una posizione del pedale dell'acceleratore², che viene mantenuta costante durante tutta la prova.

²Occorre ricordare che, in questa tipologia di motore, la posizione del pedale dell'acceleratore non rappresenta un parametro con un significato fisico, come potrebbe capitare in un motore a benzina non dotato di sistema *drive-by-wire*. Nella strategia di controllo, la posizione pedale viene interpretata come una “richiesta di coppia” da parte del guidatore, al variare della quale la centralina varia la quantità di combustibile iniettato all'interno dei cilindri secondo una ben precisa strategia.

Dopodiché, viene variata manualmente la corrente circolante sul freno dinamico, in maniera tale da far variare la velocità di rotazione del motore, partendo da un valore minimo di 1500 rpm, raggiungendo un valore massimo di circa 3500 rpm, e quindi ritornando al valore minimo (come illustrato in *Figura 7.4*).

Sempre in *Figura 7.4*, si può vedere come tali prove dinamiche siano volutamente molto lunghe (oltre 40 s), in quanto si è deciso di far variare la velocità di rotazione molto lentamente, in maniera tale da ottenere delle condizioni di funzionamento “quasi stazionarie”, ovvero tali da non essere influenzate dalle dinamiche di accelerazione o decelerazione del motore.

Complessivamente, sono state eseguite **3 prove** in regime transitorio, effettuate rispettivamente a 20%, 40% e 80% di posizione del pedale dell’acceleratore.

7.2 Analisi delle prove in transitorio

Come visto nel *Paragrafo 5.1*, per conoscere la funzione di trasferimento che ci consente di passare dalla velocità di rotazione alla coppia indicata (o viceversa), occorre calibrare i valori di alcune grandezze che intervengono nel modello torsionale, riportati nella *Tabella 7.1*:

Tabella 7.1. Parametri da inserire nel modello

Parametro	Valore
J_e (inerzia “lato motore”)	<i>Da calibrare</i>
J_b (inerzia “lato freno”)	$0.44 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
K_{eb} (elasticità del sistema)	191 Nm/rad
ρ_{eb} (smorzamento del sistema)	<i>Da calibrare</i>
M_{eq} (masse equivalenti)	3.01 kg
r (raggio di manovella)	39.4 mm

Per quanto riguarda l’**inerzia del freno**³, il **raggio di manovella**, questi sono dati tecnici reperiti dai manuali del freno e del motore.

³In realtà l’inerzia “lato freno” dovrebbe essere calcolata come la somma di tutte le inerzie posizionate nell’albero del freno, dunque occorrerebbe inserirvi anche i valori d’inerzia di una parte del volano a doppia massa e di altri componenti. Tuttavia i loro valori sono sicuramente trascurabili se confrontati con l’inerzia del freno.

Per quanto riguarda le **masse equivalenti**, queste rappresentano le masse degli elementi del manovellismo di spinta che si muovono di moto alternativo. Ne fanno dunque parte il pistone e tutti gli elementi ad esso collegato, ovvero il perno e lo stantuffo).

Per quanto riguarda la biella, invece, la sua massa può essere scomposta in due masse equivalenti, la prima collegata rigidamente all'albero motore, dunque dotata di moto rotatorio, la seconda collegata al pistone, dunque dotata di moto alterno.

Ipotizzando la biella come una leva dalla sezione costante, si può dimostrare come la massa equivalente della biella dotata di moto alternato sia pari ai due terzi della massa complessiva della biella. Per maggiori dettagli riguardanti la trattazione analitica del cinematismo, si veda [13].

Il **coefficiente di elasticità del sistema**, invece, è stato stimato analizzando la deformazione del volano a doppia massa al variare del carico applicato; data la notevole entità di tali deformazioni, che possono raggiungere i 50° (vedi *Capitolo 8*), tutte le deformazioni degli altri elementi presenti nel sistema sono state trascurate.

I rimanenti parametri, ovvero l'**inerzia lato motore** ed il **coefficiente di smorzamento** devono essere calibrati sperimentalmente. A tal fine, vengono utilizzate le rampe descritte al *Paragrafo 7.1.4*, e, tramite un algoritmo di minimizzazione dell'errore, vengono identificati i valori tali per cui la velocità di rotazione, stimata da modello a partire dai valori di coppia, meglio approssima i valori di velocità misurati con la ruota fonica.

I valori di J_e e ρ_{eb} identificati sono riportati in tabella 7.2. In *Figura 7.5* viene riportato un confronto fra gli andamenti misurati e calcolati da modello della quarta armonica del segnale di velocità di rotazione per una rampa a basso carico.

Tabella 7.2. Risultati dell'ottimizzazione

Parametro	Valore
J_e (inerzia "lato motore")	$0.083 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
ρ_{eb} (smorzamento del sistema)	$9.10 \text{ Nm}/(\text{rad} \cdot \text{s})$

Come si vede nella *Figura 7.5*, l'andamento delle armoniche calcolate da modello ricalca in maniera sufficientemente fedele l'andamento delle armoniche misurate.

Si nota il particolare andamento dell'armonica di ordine 4 (ovvero, quella con

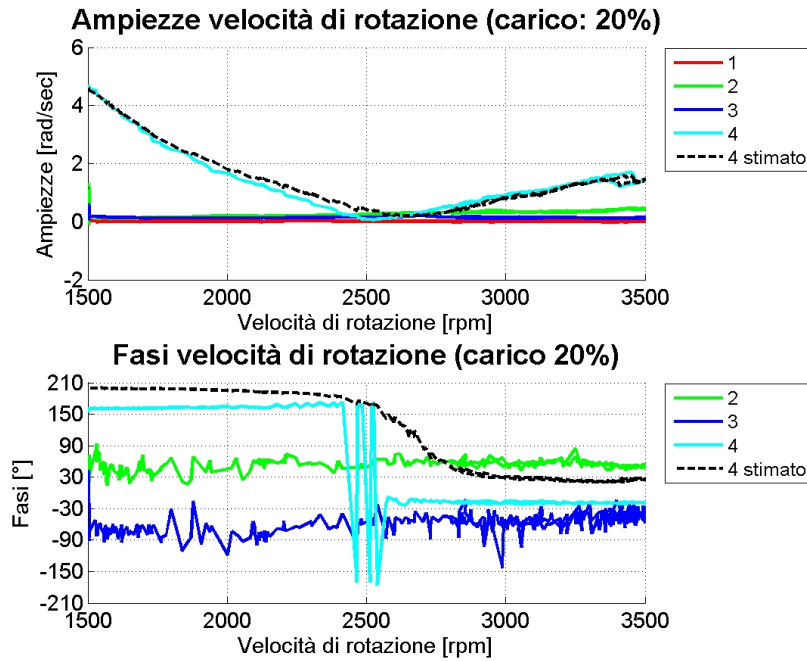


Figura 7.5. Rampa con carico 20%

frequenza di combustione) del segnale di velocità. Per quanto riguarda la sua **ampiezza**, questa presenta un minimo ad una velocità di 2700 rpm circa, dove tale componente risulta essere praticamente nulla.

Ciò è dovuto al fatto che le fluttuazioni di velocità di rotazione di ordine 4 sono eccitate dalla somma delle coppie agenti sul lato motore, ovvero la coppia indicata T_{ind} e la coppia d'inerzia alterna T_{alt}). Tali componenti armoniche risultano essere in controfase fra loro; per valori di velocità di rotazione inferiori a 2700 rpm, è predominante la coppia indicata, mentre, a valori superiori, prevalgono le coppie d'inerzia alterna. Passando quindi da velocità inferiori ai 2700 rpm a valori superiori, il verso delle coppie agenti sul lato motore subisce una rotazione di 180° .

A riprova di quanto detto, analizzando il diagramma delle fasi, si nota una rapida transizione (da 150° a -30° , dunque, effettivamente, di 180°) del verso della componente armonica dei ordine 4 della velocità.

Nelle figure 7.6 e 7.7, vengono visualizzati i risultati ottenuti con altre due prove (con, rispettivamente, 60% e 80% di carico) *utilizzando i medesimi valori* di inerzia

e smorzamento; anche in questo caso, vi è una buona correlazione fra le ampiezze misurate e quelle calcolate da modello, nonostante le condizioni di funzionamento siano differenti⁴.

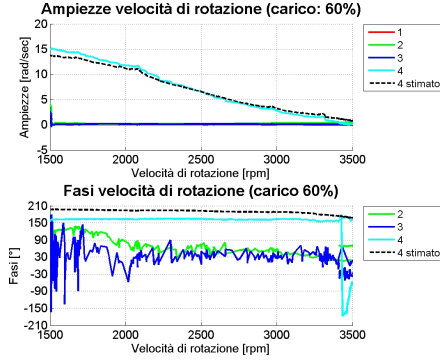


Figura 7.6. Rampa con carico 60%

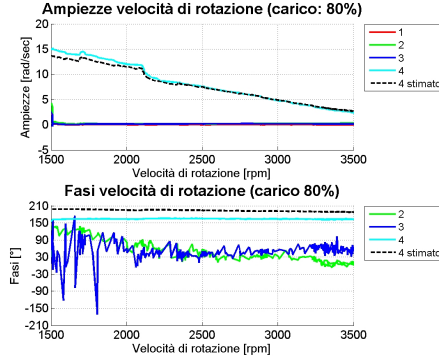


Figura 7.7. Rampa con carico 80%

7.3 Stima di cp_4

Dopo aver calibrato il modello torsionale, è possibile applicarlo ai set di prove in stazionario, descritti al *Paragrafo 7.1*, ed ottenere così i valori stimati di “ cp_4 ”, ovvero della quarta componente armonica prova per prova.

Nelle figure 7.8 e 7.9 sono riportati i valori stimati di cp_4 stimati, confrontati con quelli misurati sperimentalmente grazie all’utilizzo dei sensori di pressione. Si osserva una buona correlazione in tutto il campo di funzionamento al variare dei parametri di controllo e degli sbilanciamenti sui singoli cilindri.

Per poter ottenere una stima della “ cp_0 ”, ovvero della componente media della coppia indicata, occorre mettere a punto un modello che correli tale valore alla stima di cp_4 .

⁴Si noti come, in queste prove a carichi elevati, non si osservi alcuna inversione di fase, in quanto la coppia indicata del motore risulta predominante a tutti i regimi di rotazione considerati.

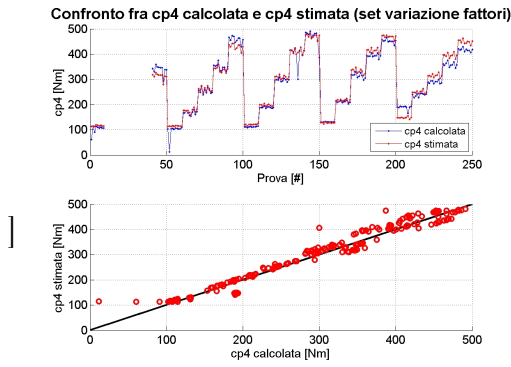


Figura 7.8. cp4 (prove di variazione fattori)

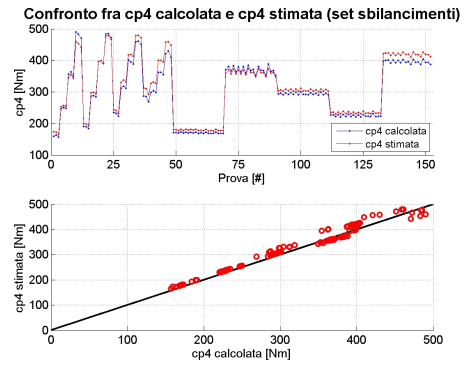


Figura 7.9. cp4 (prove di sbilanciamento)

7.4 Correlazione sperimentale fra cp0 e cp4

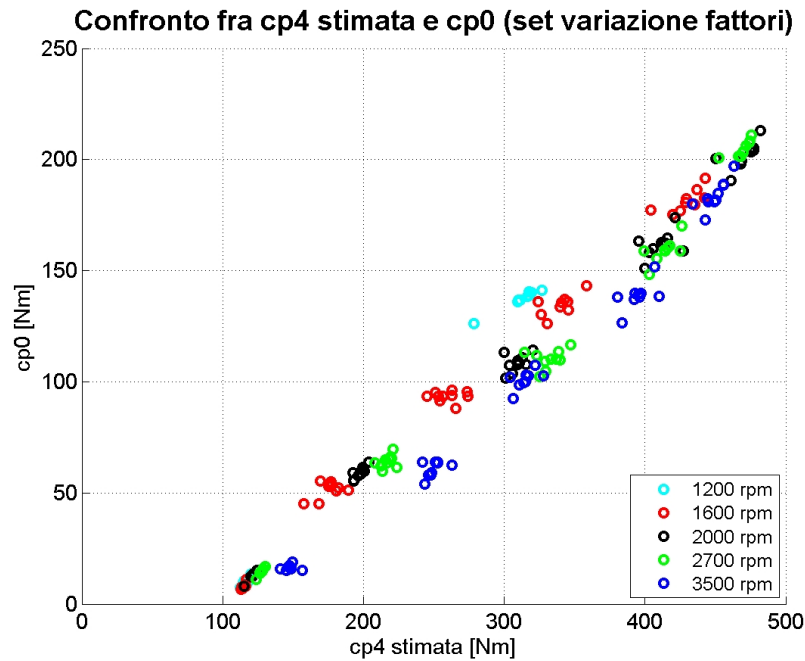


Figura 7.10. Confronto fra cp0 e cp4

Analizzando la *Figura 7.10*, appare chiaro che una buona interpolazione può essere ottenuta con una relazione lineare del tipo:

$$cp_0 = \gamma(p_{boost}, rpm, SOI_{main}) \cdot cp_4 + \rho(p_{boost}, rpm, SOI_{main}) \quad (7.1)$$

I coefficienti γ e ρ non vengono assunti costanti, ma, come già spiegato nel *Paragrafo 5.2*, li si suppone dipendenti da grandezze misurabili in centralina. In particolare, come ovvio, dipendono fortemente dalla *pressione nel collettore* p_{boost} e dalla *velocità di rotazione* rpm , in quanto tali grandezze influenzano significativamente il riempimento dei cilindri.

E' stata inoltre aggiunta una dipendenza dall'*angolo di inizio iniezione* SOI_{main} , in quanto si è visto che anche questo parametro può contribuire a migliorare l'efficienza dell'intepolazione.

Ricordando le espressioni utilizzate per l'interpolazione dei dati sperimentali:

$$z = \gamma(y_1, y_2, y_3) \cdot x + \rho(y_1, y_2, y_3)$$

$$\gamma = a_0 + a_1 \cdot y_1 + a_2 \cdot y_2 + a_3 \cdot y_3 + a_{11} \cdot y_1^2 + a_{22} \cdot y_2^2 + a_{33} \cdot y_3^2 + a_{12} \cdot y_1 \cdot y_2 + a_{23} \cdot y_2 \cdot y_3 + a_{31} \cdot y_3 \cdot y_1$$

$$\rho = b_0 + b_1 \cdot y_1 + b_2 \cdot y_2 + b_3 \cdot y_3 + b_{11} \cdot y_1^2 + b_{22} \cdot y_2^2 + b_{33} \cdot y_3^2 + b_{12} \cdot y_1 \cdot y_2 + b_{23} \cdot y_2 \cdot y_3 + b_{31} \cdot y_3 \cdot y_1$$

dove si è posto:

$$\begin{cases} x = cp_4/400 \\ y_1 = rpm/3000 \\ y_2 = p_{boost}/2000 \\ y_3 = SOI_{main}/10 \\ z = cp_0/200 \end{cases}$$

Utilizzando il sistema di equazioni 5.18, descritto al *Paragrafo 5.2*, è possibile trovare i valori dei regressori lineari a_i e b_i tali da minimizzare l'errore. Tali valori sono riportati in *Tabella 7.3*.

Tabella 7.3. Valori ottimali per i regressori

$a_0 = +3.1361$	$b_0 = -2.6062$
$a_1 = -2.4687$	$b_1 = +2.1274$
$a_2 = -5.2031$	$b_2 = +5.5732$
$a_3 = +0.01892$	$b_3 = -0.24337$
$a_{12} = +1.5402$	$b_{12} = -2.6908$
$a_{23} = -0.27704$	$b_{23} = +0.72744$
$a_{31} = -0.07813$	$b_{31} = -0.06620$
$a_{11} = +1.6213$	$b_{11} = -0.81307$
$a_{22} = +2.6375$	$b_{22} = -2.22$
$a_{33} = -0.01240$	$b_{33} = -0.01289$

I risultati ottenuti attraverso questa identificazione per il set di prove di variazione fattori e per i set di prove di sbilanciamento combustibile sono riportati rispettivamente nelle figure 7.11 e 7.12.

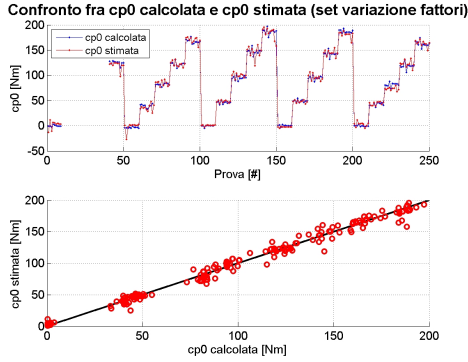


Figura 7.11. $cp0$ (prove di variazione fattori)

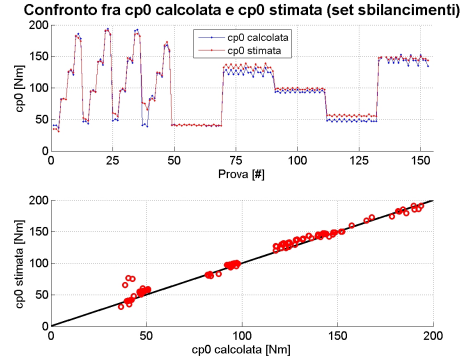


Figura 7.12. $cp0$ (prove di sbilanciamento)

Il fitting dei risultati sperimentali con quelli ottenuti mediante il modello di stima proposto è decisamente soddisfacente, anche se in alcuni punti motore (specialmente nei set di prove relativi agli sbilanciamenti di combustibile) sembra essere presente un errore sistematico nella stima di coppia dell'ordine di 10 Nm.

7.5 Analisi sensibilità ai parametri

Nel paragrafo precedente sono stati presentati i risultati del modello, calibrato su un motore ed applicato allo stesso.

Ovviamente, per ragioni di costo e di tempo, non è possibile eseguire la sperimentazione descritta per tutti i motori che andranno in produzione; nasce quindi l'esigenza di investigare l'influenza che eventuali *errori nella stima dei parametri torsionali*⁵ hanno nel processo di stima di coppia.

A tal fine, partendo dalle coppie indicate T_{ind} misurate sperimentalmente nelle varie prove, si eseguono le seguenti operazioni (vedi figura 7.13):

- Calcolo della velocità di rotazione ω_e , utilizzando la funzione di trasferimento inversa $F^{-1}(j\omega)$ identificata.
- Calcolo della coppia indicata T_{ind}^* mediante la funzione di trasferimento $F^*(j\omega)$ ottenuta variando uno o più parametri torsionali.
- Confronto fra la coppia misurata T_{ind} e quella stimata in presenza di errori nella calibrazione dei parametri torsionali T_{ind}^* .

A seconda del parametro considerato, vengono indotte variazioni più o meno consistenti, in ragione del fatto che alcuni parametri sono più facilmente calcolabili (è il caso, ad esempio, delle masse equivalenti, perfettamente note una volta che si conoscano i pesi dei vari elementi che compongono il motore), altri invece possono risultare affetti da errori anche abbastanza significativi (come, ad esempio, l'inerzia lato veicolo, che oltretutto varia considerevolmente a seconda del carico applicato all'autovettura).

Per queste ragioni, si è deciso di indurre le seguenti variazioni ai parametri:

- inerzia lato motore: 80%-125%.
- inerzia lato freno: 80%-125%.

⁵Che potrebbero, evidentemente, variare in maniera anche considerevole da motore a motore.

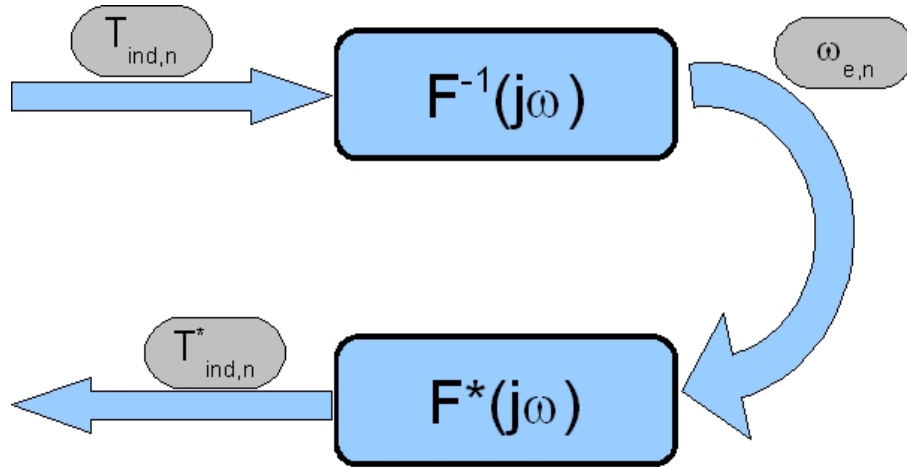


Figura 7.13. Metodologia per la stima della sensibilità ai parametri torsionali

- elasticità del giunto: 50%-200%.
- coefficiente di smorzamento: 50%-200%.
- masse d'inerzia alterne: 90%-110%.

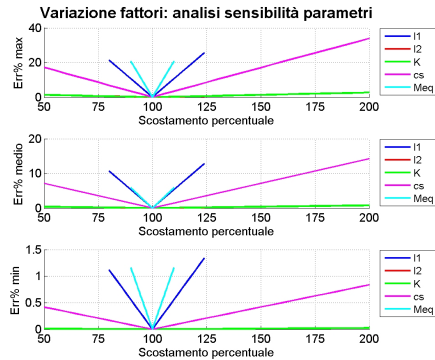


Figura 7.14. Sensibilità ai parametri: errori assoluti

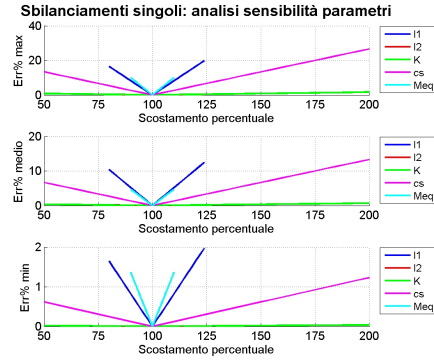


Figura 7.15. Sensibilità ai parametri: errori percentuali

Nelle figure 7.14 e 7.15 sono riportati, rispettivamente, gli errori assoluti e percentuali che si commettono stimando in maniera errata i vari parametri. Nei grafici vengono riportati gli errori medi (nelle 220 prove), e gli errori relativi alle prove migliori e peggiori. In *Figura 7.16* viene riportato l'andamento degli errori prova per prova, considerando le massime variazioni dei parametri considerate.

Si nota come i parametri che sembrano influire maggiormente sull'efficacia dell'algoritmo risultano essere l'**inerzia del motore**, le **masse d'inerzia alterne** ed il **coefficiente di smorzamento** della trasmissione. Gli altri parametri forniscono errori sensibilmente inferiori.

Per quanto riguarda i tre parametri menzionati, sicuramente non è difficile ottenere una stima piuttosto precisa dell'inerzia del motore e delle masse alterne, essendo questi dei dati calcolabili partendo dalla conoscenza geometrica del motore. Risulta senz'altro più complessa la determinazione sperimentale del coefficiente di smorzamento, per il quale occorrerebbe dimostrare la sua ripetibilità da motore a motore, oltre che la sua stabilità durante tutto il ciclo di vita dell'autoveicolo.

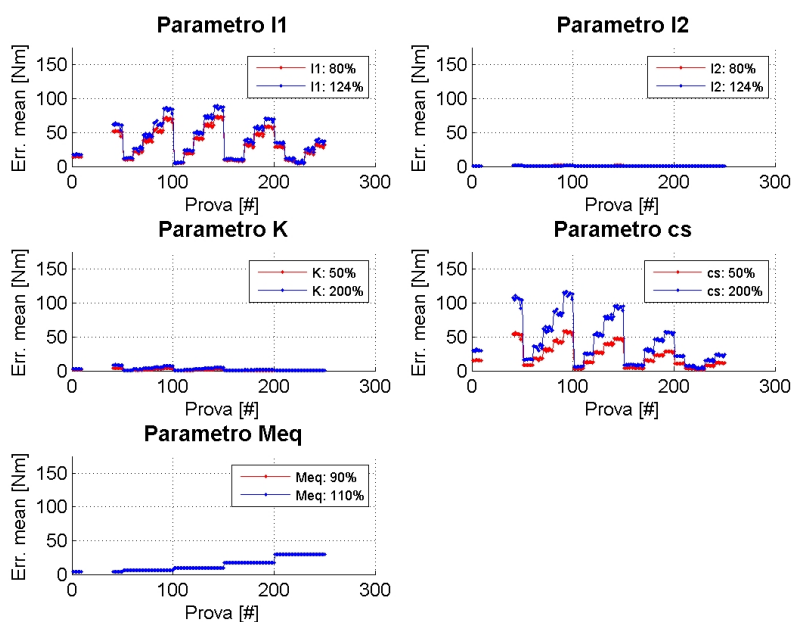


Figura 7.16. Sensibilità ai parametri: errori assoluti nelle varie prove

Analisi torsionale del volano

Il volano a doppia massa è un elemento presente in tutti i moderni motori diesel, ed ha il compito di “disaccoppiare” l’albero motore e la driveline, al fine di ridurre gli effetti sul veicolo che potrebbero essere causati da repentine oscillazioni di velocità dell’albero motore. Infatti, i motori diesel sono caratterizzati da una combustione particolarmente ruvida, che genera notevoli oscillazioni di coppia motrice, quindi di velocità.

Il volano a doppia massa si presenta quindi come un elemento elastico, che rende possibile una torsione relativa fra albero motore e driveline superiore ai 50° . Per questo motivo, si è ritenuto opportuno studiare il suo comportamento al variare del carico applicato; sono state eseguite diverse prove, a diversi valori di velocità di rotazione, per studiare la correlazione fra carico applicato e torsione relativa del volano.

8.1 Misura della torsione del volano

Per misurare la torsione del volano a doppia massa, sono stati utilizzati due sensori induttivi, posti rispettivamente a monte ed a valle del volano stesso.

Il primo sensore è affacciato ad una **ruota fonica** con 60-2 denti, usualmente utilizzata per il controllo motore, mentre il secondo è affacciato ad un disco sul quale sporgono sei teste di bullone ad intervalli non regolari (fra un bullone e l’altro

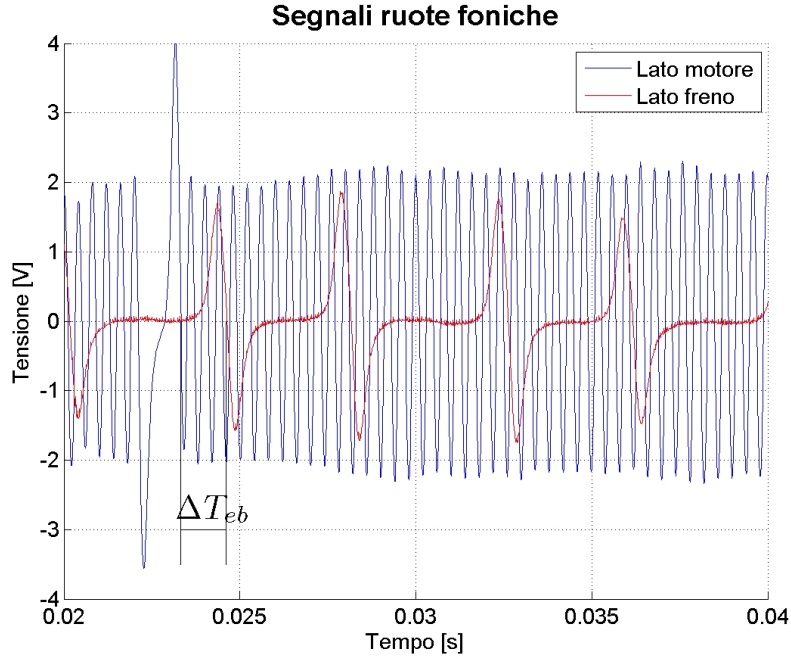


Figura 8.1. Confronto fra i segnali provenienti dalle due ruote foniche

intercorrono alternativamente 53° e 67° circa), dunque tale da consentirci di avere un riferimento certo ogni 120° .

Per poter effettuare correttamente la misura di torsione, occorre misurare il tempo ΔT_{eb} che intercorre tra un fronte di discesa del segnale della ruota fonica lato motore (assunto come riferimento), ed il successivo fronte di discesa del segnale della ruota fonica lato driveline (vedi figura 8.1).

Una volta misurato tale valore, dalla conoscenza della velocità di rotazione ω_e del motore e dell'offset¹ $\Delta\theta_0$ è possibile calcolare la torsione relativa $\Delta\theta_{eb}$ mediante la semplice relazione:

$$\Delta\theta_{eb} = \frac{\Delta T_{eb}}{\omega_e} - \Delta\theta_0 \quad (8.1)$$

¹Dovuto al fatto che le due ruote foniche non sono allineate, dunque, anche a carico nullo viene misurata una torsione relativa che risulta tuttavia essere “fittizia”.

8.2 Correlazione sperimentale fra coppia e torsione

Per verificare se esiste una correlazione ripetibile fra la *coppia misurata dal freno* e la *torsione* calcolata mediante l'utilizzo dei suoi sensori induttivi, sono state realizzate diverse prove in vari punti motore, al variare di regime e carico. I risultati sono riportati nelle figure 8.2 e 8.3.

In buona parte del campo di funzionamento del motore, si nota un'ottima correlazione fra la coppia misurata e quella stimata tramite l'analisi torsionale del volano a doppia massa. Si osservano tuttavia le seguenti peculiarità:

- Nelle **prove a carico nullo**, probabilmente a causa dei giochi presenti nel volano, i valori di torsione misurati non sono quelli attesi; in effetti in tale condizione si hanno forti oscillazioni non dovute al carico applicato. Una diagnosi di coppia in questa zona di funzionamento (peraltro non particolarmente interessante) non risulta possibile.
- Si nota come (vedi figura 8.3), per carichi superiori ai 120 Nm, **varia drasticamente il coefficiente elastico** del giunto (da 283 Nm/rad a 682 Nm/rad). Tuttavia tale fenomeno, una volta identificato, non pone problemi all'algoritmo di stima di coppia proposto.
- Le zone più critiche sembrano essere quelle ad **alte velocità** (superiori ai 3000 rpm) e **carichi non elevati**, in quanto in tali zone l'andamento della torsione del giunto non rispecchia in alcun modo quello previsto.

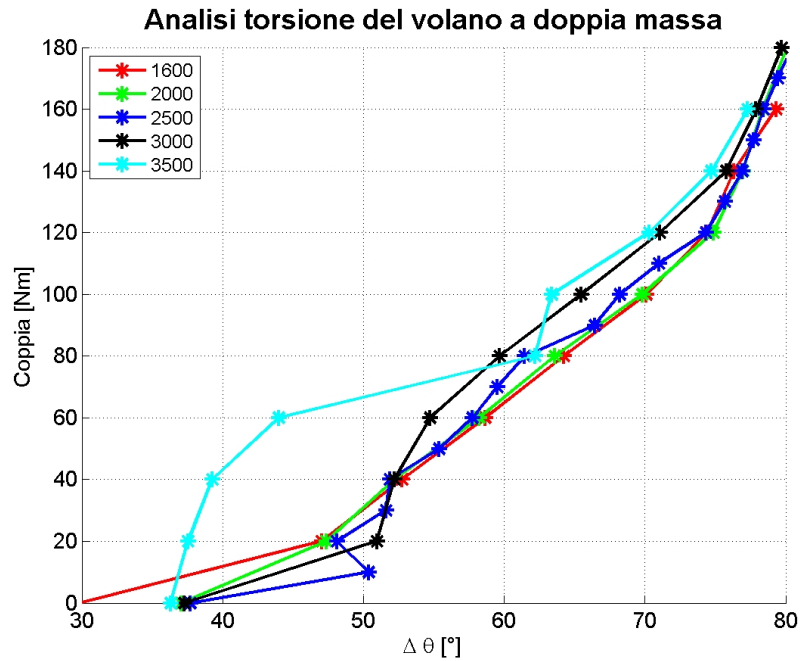


Figura 8.2. Confronto fra coppia e torsione per varie velocità di rotazione

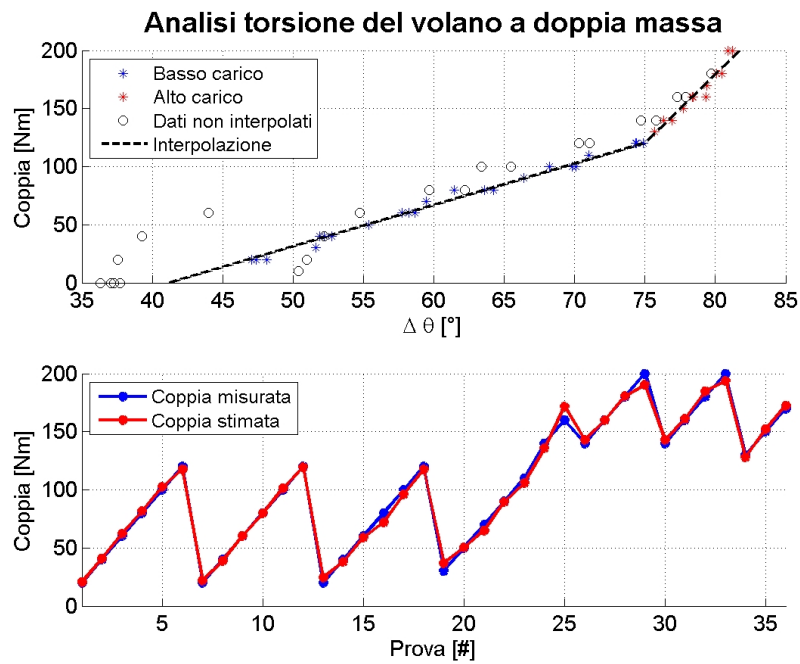


Figura 8.3. Confronto fra la coppia misurata e la coppia stimata

Conclusioni e sviluppi futuri

Gli algoritmi utilizzati per l'analisi delle mancate combustioni e per la stima della coppia indicata, che sono stati presentati nei capitoli precedenti, hanno fornito buoni risultati, in quanto ci hanno permesso, rispettivamente, di ottenere una diagnosi delle mancate combustioni decisamente robusta per tutte le condizioni di funzionamento e le tipologie di misfire effettuate, ed una stima sufficientemente precisa della coppia indicata erogata dal motore, con un errore medio dell'ordine dei 5 Nm.

Come passo successivo, per giungere ad una effettiva implementazione di tali strategie all'interno delle centraline di serie, occorre effettuare dei test direttamente su vettura, al fine di verificarne l'applicabilità anche in tale situazione.

In particolare, per quanto riguarda le strategie di stima di coppia basate sull'algoritmo "*cp0/cp4*", è stata realizzata una nuova campagna sperimentale, effettuata su un banco a rulli presente nello stabilimento di Bologna della Magneti Marelli, nel quale è stata montata una vettura equipaggiata con un motore analogo a quello utilizzato in precedenza per lo studio degli algoritmi di stima di coppia.

Analogamente a quanto visto nel *Capitolo 6*, anche in questa campagna di prove sono state effettuate acquisizioni con due strumenti differenti, ovvero:

- L'acquisitore Wavebook (già descritto al *Paragrafo 3.3*), utilizzato per acquisire ad alta frequenza (100 kHz) i segnali provenienti dai sensori di pressione in camera e dalle ruote foniche posizionate sul motore e sul volano a doppia massa.

- Un sistema “*Helios*”, utilizzato per acquisire a bassa frequenza (100 Hz) segnali presenti in centralina, quali la pressione del collettore, la velocità di rotazione del motore, la posizione della Start of Injection della main.

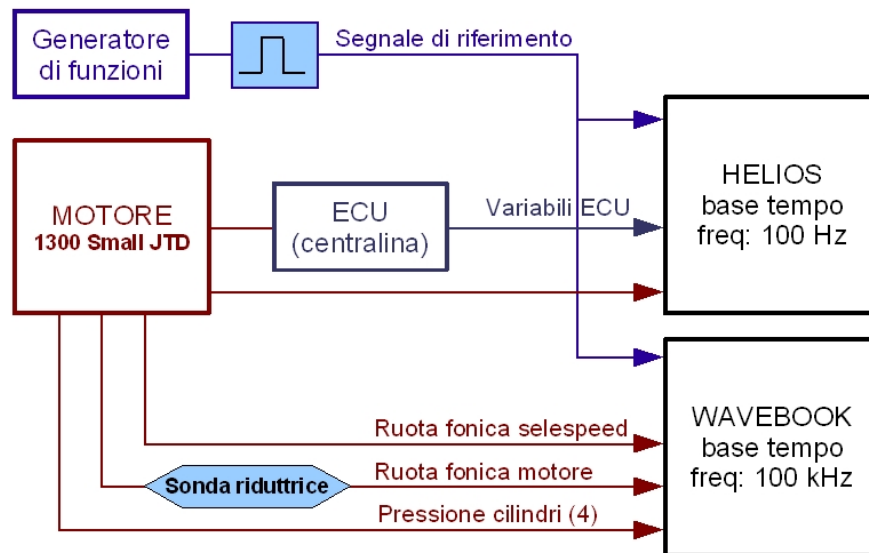


Figura 9.1. Layout delle acquisizioni

Analogamente a quanto visto nel *Paragrafo 6.2*, anche in questo caso è stato utilizzato un generatore di funzioni esterno, che ci ha consentito di “fasare” le acquisizioni effettuate con i due strumenti. In *Figura 9.1* viene rappresentata una schematizzazione della strumentazione utilizzata.

A differenza di quanto visto per il motore al banco, in questa campagna di prove si è scelto di utilizzare un unico strumento (il Wavebook) per l’acquisizione dei segnali di pressione e di velocità, in quanto, sul banco a rulli, non vi era la disponibilità di un sistema Indiset per l’acquisizione ed il trattamento dei segnali di pressione.

Anche in questa campagna di prove si è scelto di utilizzare un secondo sensore di velocità di rotazione, al fine di verificare l’applicabilità delle tecniche di stima di coppia basate sulla torsione del volano. Per semplicità costruttive si è scelto di installare tale sensore sul primario del cambio, in quanto in tale zona era già

stato predisposto un alloggiamento per tale sensore. Un differente posizionamento, d'altra parte, sarebbe risultato piuttosto difficoltoso, a causa della mancanza di spazio all'interno del motore.

9.1 Le prove effettuate

Nella presente campagna sperimentale, sono state effettuate diversi set di prove, al fine di raccogliere informazioni sul comportamento del motore nel maggior numero di condizioni di funzionamento possibili.

9.1.1 Le prove sul banco a rulli

- Prove in **stazionario**, in varie condizioni di velocità di rotazione ed al variare della marcia inserita. Le prove sono state effettuate nelle sei marce e con diversi valori di velocità di rotazione, da un minimo di 1000 rpm ad un massimo di 4500 rpm¹.

Tabella 9.1. Prove su banco a rulli in stazionario

Marcia	1°	2°	3°	4°	5°	6°
1000 rpm	X	X	X	-	-	-
1200 rpm	X	X	X	X	-	-
1600 rpm	X	X	X	X	X	-
2000 rpm	X	X	X	X	X	X
2500 rpm	X	X	X	X	X	X
3000 rpm	X	X	X	X	X	-
3500 rpm	X	X	X	X	-	-
4000 rpm	X	X	X	-	-	-
4500 rpm	X	X	X	-	-	-

- Prove con **rampe di velocità** (a marcia costante). Sono state effettuate

¹In realtà, alle marce elevate, non è stato possibile effettuare le prove a tutte le velocità di rotazione del motore, in quanto ai bassi regimi il motore non era in grado di restare in moto se sottoposto ad un carico elevato, mentre a velocità elevate la velocità di rotazione del veicolo superava quella limite del banco, ovvero 120 km/h.

rampe di velocità al variare della marcia inserita; per le marce basse, sono state effettuate sia rampe con transitori veloci, sia rampe con transitori lenti.

- Prove con **cambiate** (sia in accelerazione che in decelerazione).
- Prove con **variazioni della SOI** rispetto al valore nominale. Per ogni punto motore considerato, sono stati indotti delle variazioni di SOI fino ad un massimo di 6° , sia in positivo, sia in negativo.

Tabella 9.2. Prove su banco a rulli con variazioni della SOI

Variazione SOI	-6°	-3°	$+0^\circ$	$+3^\circ$	$+6^\circ$
2500 rpm, 1° marcia	X	X	X	X	X
2500 rpm, 2° marcia	X	X	X	X	X
1200 rpm, 3° marcia	X	X	X	X	X
1600 rpm, 3° marcia	X	X	X	X	X
2000 rpm, 3° marcia	X	X	X	X	X
2500 rpm, 3° marcia	X	X	X	X	X
3000 rpm, 3° marcia	X	X	X	X	X
3500 rpm, 3° marcia	X	X	X	X	X
4000 rpm, 3° marcia	X	X	X	X	X
2500 rpm, 4° marcia	X	X	X	X	X
2500 rpm, 5° marcia	X	X	X	X	X

- Prove con **variazioni a gradino di SOI**, nelle quali sono state indotte manualmente delle brusche variazioni del valore della Start of Injection, allo scopo di testare gli algoritmi in esame anche in condizioni non stazionarie da un punto di vista termodinamico.

Tabella 9.3. Prove su banco a rulli con gradini di SOI

Gradini di SOI	$0^\circ; +6^\circ$	$0^\circ; +3^\circ$	$0^\circ; -3^\circ$	$0^\circ; -6^\circ$
1600 rpm, 3° marcia	X	X	X	X
2500 rpm, 3° marcia	X	X	X	X

Prove per la validazione della diagnosi misfire

Riportiamo in questa appendice tre tabelle riassuntive in cui sono riportate tutte le prove effettuate durante la campagna sperimentale svoltasi presso i laboratori dell'Università di Bologna. La prima tabella è relativa alle prove in condizioni stazionarie, la seconda e la terza sono relative alle prove in regime transitorio.

A.1 Prove in regime stazionario

Per ogni singola prova, viene riportato il nome del file .mat salvato, la velocità di rotazione, la pressione all'interno del collettore, la tipologia di misfire effettuato e la durata in secondi.

Tabella A.1: Prove stazionarie con misfire singoli e doppi

Nome prova	Vel. [rpm]	Press. [mbar]	Misfires	Durata [s]
1500_0300_0.mat	1500	300	no	22.50
1500_0300_1.mat	1500	300	1	22.50
1500_0300_12.mat	1500	300	1-2	22.50
1500_0300_13.mat	1500	300	1-3	22.50
1500_0300_14.mat	1500	300	1-4	22.50
1500_0400_0.mat	1500	400	no	22.50
1500_0400_1.mat	1500	400	1	22.50
1500_0400_12.mat	1500	400	1-2	22.50
1500_0400_13.mat	1500	400	1-3	22.50
1500_0400_14.mat	1500	400	1-4	22.50
1500_0600_0.mat	1500	600	no	22.50
1500_0600_1.mat	1500	600	1	22.50
1500_0600_12.mat	1500	600	1-2	22.50
1500_0600_13.mat	1500	600	1-3	22.50
1500_0600_14.mat	1500	600	1-4	22.50
1500_0900_0.mat	1500	900	no	22.50
1500_0900_1.mat	1500	900	1	22.50
1500_0900_12.mat	1500	900	1-2	22.50
1500_0900_13.mat	1500	900	1-3	22.50
1500_0900_14.mat	1500	900	1-4	22.50
2000_0300_0.mat	2000	300	no	16.50
2000_0300_1.mat	2000	300	1	16.50
2000_0300_12.mat	2000	300	1-2	16.50
2000_0300_13.mat	2000	300	1-3	16.50
2000_0300_14.mat	2000	300	1-4	16.50
2000_0400_0.mat	2000	400	no	16.50
2000_0400_1.mat	2000	400	1	16.50
2000_0400_12.mat	2000	400	1-2	16.50

2000_0400_13.mat	2000	400	1-3	16.50
2000_0400_14.mat	2000	400	1-4	16.50
2000_0600_0.mat	2000	600	no	16.50
2000_0600_1.mat	2000	600	1	16.50
2000_0600_12.mat	2000	600	1-2	16.50
2000_0600_13.mat	2000	600	1-3	16.50
2000_0600_14.mat	2000	600	1-4	16.50
2000_0900_0.mat	2000	900	no	16.50
2000_0900_1.mat	2000	900	1	16.50
2000_0900_12.mat	2000	900	1-2	16.50
2000_0900_13.mat	2000	900	1-3	16.50
2000_0900_14.mat	2000	900	1-4	16.50
2500_0300_0.mat	2500	300	no	13.50
2500_0300_1.mat	2500	300	1	13.50
2500_0300_12.mat	2500	300	1-2	13.50
2500_0300_13.mat	2500	300	1-3	13.50
2500_0300_14.mat	2500	300	1-4	13.50
2500_0400_0.mat	2500	400	no	13.50
2500_0400_1.mat	2500	400	1	13.50
2500_0400_12.mat	2500	400	1-2	13.50
2500_0400_13.mat	2500	400	1-3	13.50
2500_0400_14.mat	2500	400	1-4	13.50
2500_0600_0.mat	2500	600	no	13.50
2500_0600_1.mat	2500	600	1	13.50
2500_0600_12.mat	2500	600	1-2	13.50
2500_0600_13.mat	2500	600	1-3	13.50
2500_0600_14.mat	2500	600	1-4	13.50
2500_0900_0.mat	2500	900	no	13.50
2500_0900_1.mat	2500	900	1	13.50
2500_0900_12.mat	2500	900	1-2	13.50
2500_0900_13.mat	2500	900	1-3	13.50

2500_0900_14.mat	2500	900	1-4	13.50
3000_0300_0.mat	3000	300	no	11.50
3000_0300_1.mat	3000	300	1	11.50
3000_0300_12.mat	3000	300	1-2	11.50
3000_0300_13.mat	3000	300	1-3	11.50
3000_0300_14.mat	3000	300	1-4	11.50
3000_0400_0.mat	3000	400	no	11.50
3000_0400_1.mat	3000	400	1	11.50
3000_0400_12.mat	3000	400	1-2	11.50
3000_0400_13.mat	3000	400	1-3	11.50
3000_0400_14.mat	3000	400	1-4	11.50
3000_0600_0.mat	3000	600	no	11.50
3000_0600_1.mat	3000	600	1	11.50
3000_0600_12.mat	3000	600	1-2	11.50
3000_0600_13.mat	3000	600	1-3	11.50
3000_0600_14.mat	3000	600	1-4	11.50
3000_0900_0.mat	3000	900	no	11.50
3000_0900_1.mat	3000	900	1	11.50
3000_0900_12.mat	3000	900	1-2	11.50
3000_0900_13.mat	3000	900	1-3	11.50
3000_0900_14.mat	3000	900	1-4	11.50

Tabella A.2: Prove stazionarie con misfire multipli

Nome prova	Vel. [rpm]	Press. [mbar]	Misfires	Durata [s]
multi_123.mat	2000	600	1-2-3	16.50
multi_1234.mat	2000	600	1-2-3-4	16.50
multi_124.mat	2000	600	1-2-4	16.50
multi_1245.mat	2000	600	1-2-4-5	16.50
multi_1256.mat	2000	600	1-2-5-6	16.50
multi_134.mat	2000	600	1-3-4	16.50
multi_1346.mat	2000	600	1-3-4-6	16.50
multi_135.mat	2000	600	1-3-5	16.50
multi_1357.mat	2000	600	1-3-5-7	16.50
multi_145.mat	2000	600	1-4-5	16.50

A.2 Prove in regime transitorio

A.2.1 Prove a carico costante

Per ogni singola prova, viene riportato il nome del file .mat salvato, la corrente circolante nel freno (tenuta costante), la tipologia di misfire effettuato, il periodo (ovvero il tempo occorrente al motore per passare dalla velocità minima, 1500 rpm a quella massima, 3500 rpm) e la durata della prova.

Tabella A.3: Prove dinamiche a carico costante

Nome prova	I freno [%]	Misfires	Periodo [s]	Durata [s]
rampa001.mat	10.00	1	16.00	20.00
rampa002.mat	10.00	1-2	16.00	20.00
rampa003.mat	10.00	1	8.00	20.00
rampa004.mat	10.00	1-3	8.00	20.00
rampa005.mat	10.00	1	4.00	20.00
rampa006.mat	10.00	1-4	4.00	20.00
rampa007.mat	12.50	1	16.00	20.00
rampa008.mat	12.50	1-2	16.00	20.00
rampa009.mat	12.50	1	8.00	20.00
rampa010.mat	12.50	1-3	8.00	20.00
rampa011.mat	12.50	1	4.00	20.00
rampa012.mat	12.50	1-4	4.00	20.00
rampa013.mat	15.00	1	16.00	20.00
rampa014.mat	15.00	1-2	16.00	20.00
rampa015.mat	15.00	1	8.00	20.00
rampa016.mat	15.00	1-3	8.00	20.00
rampa017.mat	15.00	1	4.00	20.00
rampa018.mat	15.00	1-4	4.00	20.00

A.2.2 Prove a farfalla costante

Per ogni singola prova, viene riportato il nome del file .mat salvato, la posizione del pedale dell'acceleratore (tenuto costante), la tipologia di misfire effettuato, il periodo (ovvero il tempo occorrente al motore per passare dalla velocità minima, 1500 rpm a quella massima, 3500 rpm) e la durata della prova.

Tabella A.4: Prove dinamiche a farfalla costante

Nome prova	Farfalla [%]	Misfires	Periodo [s]	Durata [s]
rampa019.mat	20.00	1	16.00	20.00
rampa020.mat	20.00	1-2	16.00	20.00
rampa021.mat	20.00	1	8.00	20.00
rampa022.mat	20.00	1-3	8.00	20.00
rampa023.mat	20.00	1	4.00	20.00
rampa024.mat	20.00	1-4	4.00	20.00
rampa025.mat	50.00	1	16.00	20.00
rampa026.mat	50.00	1-2	16.00	20.00
rampa027.mat	50.00	1	8.00	20.00
rampa028.mat	50.00	1-3	8.00	20.00
rampa029.mat	50.00	1	4.00	20.00
rampa030.mat	50.00	1-4	4.00	20.00
rampa031.mat	100.00	1	16.00	20.00
rampa032.mat	100.00	1-2	16.00	20.00
rampa033.mat	100.00	1	8.00	20.00
rampa034.mat	100.00	1-3	8.00	20.00
rampa035.mat	100.00	1	4.00	20.00
rampa036.mat	100.00	1-4	4.00	20.00

Prove per la validazione dell'algoritmo cp0/cp4

B.1 Set variazione fattori

Nella seguente tabella, vengono riportate le condizioni di funzionamento delle prove effettuate nei 22 punti motore considerati nel set di dati in cui si sono operate delle variazioni dei fattori di controllo del motore. In particolare, vengono riportate per ogni singola prova la velocità di rotazione, la coppia misurata dal freno, la portata d'aria in ingresso, la pressione nel rail, la pressione di sovralimentazione (p_boost) e l'angolo di inizio dell'iniezione principale (SOImain),

Tabella B.1: Set variazione fattori

Prova N°	Vel. [rpm]	Coppia [Nm]	AirMass [kg/h]	Prail [bar]	Pboost [mbar]	SOImain [°]
1	1250	-0.7	25.93	338.3	994	0.46
2	1250	-1.1	25.88	338.9	994	6.41
3	1250	-2.1	26.01	338.2	994	-5.59
4	1250	3.7	26.54	369.3	994	0.45
5	1250	2.1	26.53	301.1	994	0.45
6	1250	0.3	20.51	338.6	994	0.45
7	1250	-0.7	35.63	338.1	994	0.44
8	1250	-0.6	26.23	338.7	994	0.46
9	1250	-0.7	26.26	337.2	994	0.47
41	1250	127.6	77.26	701.3	1494	2.09
42	1250	123.3	75.72	700.9	1492	8.09
43	1250	128.4	80.51	699.2	1493	-3.91
44	1250	127.4	77.62	765.6	1492	2.09
45	1250	126.5	77.78	625.3	1492	2.09
46	1250	126.1	77.21	699.3	1492	2.09
47	1250	126.3	77.05	699.8	1491	2.09
48	1250	115	67.6	682.6	1478	1.92
49	1250	124.6	75.03	698.9	1491	2.09
50	1250	124.4	75.45	699	1491	2.09
51	1600	-3.7	35.68	398.7	994	1.19
52	1600	-4	36.06	399.9	994	5.19
53	1600	-4.4	36.06	401	994	-2.8
54	1600	-2.8	36.11	459.7	994	1.2
55	1600	-4.7	36.01	378.6	994	1.2
56	1600	-0.5	32	400	994	1.19
57	1600	-3.5	41.11	400.8	994	1.19
58	1600	-3.5	36.02	398.4	994	1.19

59	1600	-3.5	36	399.3	994	1.19
60	1600	-5	36.16	400.2	994	1.2
61	1600	41.8	48.08	565.4	1134	0.91
62	1600	42.8	47.68	563	1134	4.91
63	1600	40.3	47.91	565	1134	-3.09
64	1600	40.9	47.64	620.4	1134	0.91
65	1600	33.2	47.55	506.3	1126	0.91
66	1600	33.7	40.11	554.2	1120	0.89
67	1600	39.3	57.62	556.7	1120	0.89
68	1600	39.9	78.04	554.5	1170	0.89
69	1605	43.8	47.47	553.1	1020	0.89
70	1600	41	75.1	553.5	1120	0.91
71	1609	81.9	84.6	809.8	1531	1.5
72	1609	82	78.42	796.8	1460	5.5
73	1609	81.7	95.2	845.6	1815	-2.5
74	1609	81.9	66.07	895.2	1337	1.5
75	1609	76.6	93.48	730.2	1793	1.5
76	1609	81.9	73.97	802.2	1474	1.19
77	1609	83.8	92.98	801.8	1483	1.19
78	1609	84.5	80.18	804.6	1470	1.19
79	1609	83.7	78.56	799.2	1300	1.19
80	1609	80.5	78.21	798.7	1456	1.5
81	1609	123.7	108.14	830.5	1708	1.8
82	1609	124.7	106.85	829.2	1708	5.8
83	1609	120	111.42	830.7	1708	-2.2
84	1609	130.8	112.3	908.8	1708	1.8
85	1609	114.4	106.75	741.1	1708	1.8
86	1609	118.5	97.35	829.2	1708	1.8
87	1609	121.5	105.53	828.3	1708	1.8
88	1609	121.8	105.79	827	1750	1.8
89	1609	124.2	102.08	831.2	1550	1.8

90	1609	123.7	106.76	831.5	1708	1.8
91	1609	171.4	129.22	846.6	2025	2.41
92	1609	168.6	126.91	846.8	2026	6.41
93	1609	169.7	131.15	845	2026	-1.59
94	1609	176.8	128.42	928	2026	2.41
95	1609	161.8	124.34	756.9	2025	2.41
96	1609	163.3	121.92	848.5	2026	2.44
97	1609	166	124.64	849.4	2025	2.48
98	1609	166	126.2	847.9	2120	2.48
99	1609	165.2	119.37	851.8	1920	2.44
100	1609	167	124.83	841.8	2026	2.41
101	2016	-0.2	45.99	438.8	994	2.41
102	2016	0	46.12	438.8	994	6.41
103	2016	-4.8	46.23	438.9	994	-1.59
104	2016	-0.3	46.5	486.2	994	2.41
105	2016	0.9	46.16	395.8	994	2.41
106	2016	-0.1	42.74	439.5	994	2.39
107	2016	0.4	47.38	438.6	994	2.39
108	2016	0.3	46.4	439.8	994	2.39
109	2016	0.4	46.36	438.9	994	2.39
110	2016	1.9	46.43	440	994	2.41
111	2016	46.4	66.37	783.4	1246	1.8
112	2016	48.1	66.43	778.8	1246	5.8
113	2016	42	65.83	775.8	1246	-2.2
114	2016	50.4	65.71	858.1	1238	1.8
115	2016	42.2	65.6	705	1232	1.8
116	2016	46.2	66.78	770.2	1232	1.8
117	2016	47.3	72.22	768.1	1232	1.8
118	2016	45.2	65.43	762	1310	1.8
119	2016	46.7	65.19	759	1190	1.8
120	2016	46.1	65.51	760.8	1232	1.8

121	2016	93.8	112.21	997.5	1750	2.7
122	2016	96.9	111.96	999.9	1750	6.7
123	2016	89.9	112.26	999.7	1750	-1.3
124	2016	100.5	112.29	1096.2	1750	2.7
125	2016	88.1	111.82	893.6	1750	2.7
126	2016	94.2	105.61	999.9	1750	2.69
127	2016	94	114.73	998.2	1750	2.69
128	2016	94.7	112.26	997.7	1900	2.69
129	2016	99.7	112.24	999.6	1570	2.69
130	2016	95.7	112.23	997.4	1750	2.7
131	2016	147.6	160.26	999.4	2012	4.19
132	2016	149.4	159.52	998.2	2011	8.2
133	2016	143.9	161.45	1000.7	2008	0.2
134	2016	158.9	160.62	1095.9	2009	4.2
135	2016	136.9	159.59	895.8	2002	4.2
136	2016	145.2	150.98	997.6	2004	4.19
137	2016	148.3	159.46	998.5	2004	4.19
138	2016	144.2	163.89	998.6	2100	4.19
139	2016	149.2	152.88	998.4	1900	4.19
140	2016	148	160.28	999.1	2011	4.2
141	2016	188.6	176.1	1007.6	2226	4.8
142	2016	189.3	175.14	1005.8	2226	8.8
143	2016	182.9	177.17	1008.3	2226	0.8
144	2016	197.3	176.49	1094.5	2226	4.8
145	2016	175.5	174.83	894.9	2226	4.8
146	2016	184.1	166.76	1005.5	2226	4.8
147	2016	188	175.54	1007.2	2226	4.8
148	2016	188.2	175.92	1007.5	2226	4.8
149	2016	185.7	167.53	1007.6	2080	4.8
150	2016	188.3	176.58	1007.7	2226	4.8
151	2701	0.8	88.87	592.4	1008	6

152	2701	1.6	89.16	593.3	1008	10
153	2701	-3.2	89.14	592.9	1008	2
154	2701	2.6	89.21	655.9	1008	6
155	2701	-0.1	89.35	536.5	1008	6
156	2701	0.6	82.55	593.8	1008	5.97
157	2701	0.1	92.15	592.1	1008	6
158	2701	0.2	89.19	594.2	1008	5.99
159	2701	0.3	88.97	595	1008	5.98
160	2701	0.5	89.02	592.2	1008	6
161	2701	48.6	104.39	972.5	1358	4.5
162	2701	50.4	104.32	974.3	1369	8.5
163	2701	46.8	104.14	970.2	1359	0.5
164	2701	54.8	104.06	1068.7	1359	4.5
165	2701	45.3	103.86	874.3	1363	4.5
166	2701	50.1	97.64	972.4	1361	4.5
167	2701	51.3	109.83	971.9	1360	4.5
168	2700	46.4	103.76	964.1	1426	4.5
169	2700	48.6	103.3	965.4	1290	4.5
170	2700	49.8	103.71	966.7	1358	4.5
171	2700	94.1	141.13	1138.4	1820	5.84
172	2700	97.2	140.65	1136.7	1820	9.84
173	2700	89	140.99	1137.1	1820	1.84
174	2700	100.6	140.85	1245.7	1820	5.84
175	2700	87.3	141.07	1019.1	1820	5.84
176	2700	93.9	133.83	1139.2	1820	5.67
177	2699	94.2	40.39	4	1008	0
178	2699	94.2	141.04	1137.9	1911	5.75
179	2699	97.4	141.66	1138.4	1730	5.75
180	2699	96.1	141.59	1138.6	1820	5.84
181	2700	142.7	190.17	1154.8	2114	9.89
182	2700	143.7	187.94	1151.8	2114	13.91

183	2700	139	192.72	1154.4	2114	5.91
184	2700	153.1	193.6	1266.5	2114	9.89
185	2700	131.8	185.53	1036.4	2114	9.89
186	2700	142.3	188.88	1153.5	2114	9.89
187	2700	142.3	189.53	1154.2	2114	9.91
188	2700	141.7	192.43	1153.3	2200	9.9
189	2700	142.3	185.44	1153.4	2032	9.91
190	2700	142.3	188.7	1154.4	2114	9.89
191	2700	189.8	208.71	1153.9	2254	12
192	2700	190.1	207.36	1154.9	2254	16
193	2700	184.5	209.05	1154.1	2254	8
194	2700	193.2	208.02	1211.9	2254	12.08
195	2700	184.5	207.81	1097.3	2254	12.07
196	2700	186.1	207.45	1152.8	2254	12.08
197	2700	186	207.46	1153	2252	12.05
198	2700	186.1	207.46	1153.8	2254	12.12
199	2700	184	199.84	1154.2	2140	12.1
200	2700	188.9	208.85	1153.7	2254	12
201	3500	0.4	124.42	701.6	1126	15
202	3500	0	123.98	700.1	1128	19
203	3500	0.4	125.07	699.8	1127	11.12
204	3500	2.2	125.52	770.9	1126	15
205	3500	-1.4	124.98	629.8	1128	15
206	3500	0.3	117.4	704.5	1126	15.15
207	3500	-0.4	145.76	701.4	1127	15.15
208	3500	-1.6	152.46	704.4	1182	15.15
209	3500	-0.4	140.07	702.1	1070	15.15
210	3500	-0.8	146.38	700.7	1126	15
211	3500	40.4	195.11	983.4	1545	15
212	3500	40	194.64	983.2	1547	19
213	3500	40.3	196.07	983.9	1547	11

214	3500	44.7	195.81	1075.9	1544	15
215	3500	36.4	194.81	884.2	1547	15
216	3500	45.6	185.77	983.7	1547	15.13
217	3500	45.7	194.51	985.9	1547	15.13
218	3500	44.3	203.28	986.9	1624	15.12
219	3500	45.7	186.18	984.3	1470	15.1
220	3500	40.9	194.37	983.7	1544	15
221	3500	80.4	217.75	1204.2	1736	15
222	3500	80	217.78	1202.1	1738	19
223	3500	78.9	219.34	1201.1	1737	11
224	3500	87.9	218.64	1327.1	1739	15
225	3500	73.1	217.64	1087.4	1736	15
226	3500	83.9	206.3	1202.2	1738	15.16
227	3500	83.4	217	1204.3	1737	15.13
228	3500	82.9	225.77	1203.4	1823	15.15
229	3500	83.4	207.26	1202.9	1649	15.12
230	3500	80.9	217.32	1203.2	1736	15
231	3500	119	250.34	1336	2072	17.7
232	3500	116.9	249.92	1316.8	2072	21.7
233	3500	117.3	250.93	1334.8	2072	13.7
234	3500	130	250.62	1467.9	2072	17.7
235	3500	106.3	249.48	1190.1	2072	17.7
236	3500	119.5	234.66	1338.6	2072	17.8
237	3500	119.1	249.99	1328	2072	17.7
238	3500	117.8	260.19	1320	2175	17.69
239	3500	118.8	239.33	1320.5	1968	17.72
240	3500	119	250.02	1335.4	2072	17.7
241	3500	166.7	265.36	1391.8	2218	17.7
242	3500	166.4	262.28	1364.7	2204	21.7
243	3500	160.2	263.29	1378.4	2205	13.7
244	3500	174.5	289.31	1522.6	2205	17.7

245	3500	152.1	289.69	1231	2205	17.7
246	3500	161.4	268.93	1377.2	2218	17.85
247	3500	160.2	286.65	1372.8	2205	17.86
248	3500	160	286.24	1372.5	2204	17.84
249	3500	159.3	273.61	1380.1	2096	17.84
250	3500	163.9	287.7	1367.4	2204	17.7

B.2 Set sbilanciamenti singoli

Tabella B.2: Set sbilanciamenti singoli

Prova N°	Vel. [rpm]	Coppia [Nm]	AirMass [kg/h]	Prail [bar]	Pboost [mbar]	SOImain [°]
1	1609	41	43.46	513.5	1094	0.9
2	1609	41	42.7	509.7	1092	0.98
3	1609	36.6	41.79	493.9	1078	1.19
4	1609	82.4	69.72	771	1372	1.19
5	1609	83.2	69.54	766.6	1372	1.19
6	1609	82	69.3	765.5	1372	1.19
7	1609	124.5	99.05	832.1	1684	1.8
8	1609	127.8	101.07	832.7	1688	1.8
9	1609	120.6	99.23	835.5	1687	1.8
10	1609	181.6	120.57	847.8	2025	2.45
11	1609	186	120.91	851.7	2024	2.56
12	1609	178.4	118.4	848.2	2023	2.5
13	2007	46.6	60.04	694.8	1175	1.77
14	2007	47.2	60.53	695	1176	1.73
15	2007	43.3	60.47	695.2	1176	1.8
16	2007	93.7	98.83	988.3	1641	2.03
17	2007	96.9	98.8	989.4	1638	2.02
18	2007	93.9	98.63	991.5	1639	2.09
19	2007	141	144.12	997.7	1957	3.81
20	2007	145.6	143.93	992.9	1953	3.75
21	2007	136.2	142.71	997.5	1957	3.83
22	2007	189.8	161.96	1006.1	2226	4.8
23	2007	193.6	162.32	1003.9	2226	4.68
24	2007	184.3	159.84	1003	2226	4.62
25	2716	48.1	104.5	952.3	1331	4.8

26	2716	50.7	104.16	953.4	1331	4.77
27	2716	48.6	104.22	953.8	1338	4.71
28	2716	94.9	145.28	1152.6	1848	6
29	2716	97.9	145.18	1149.9	1848	6
30	2716	94.4	145.32	1150.6	1848	6
31	2716	142.4	197.91	1159.6	2114	10.18
32	2716	147.5	196.58	1153.3	2114	10.04
33	2716	139.6	196.38	1160.1	2114	10.13
34	2716	190.3	218.7	1161.5	2254	12.33
35	2716	192.3	218.02	1156.5	2254	12.36
36	2716	182.3	217.56	1166.2	2254	12.28
37	3500	40.4	240.41	1030.4	1561	15.14
38	3500	42.7	237.57	1034.6	1559	15.11
39	3500	38.7	228.65	1031.4	1557	15.08
40	3500	82.4	227.19	1231.9	1820	15.73
41	3500	87.7	227.59	1233.5	1820	15.68
42	3500	83.7	226.97	1232	1820	15.67
43	3500	122.6	253.32	1322.4	2072	17.71
44	3500	123	252.73	1333.4	2072	17.75
45	3500	117.7	252.36	1318.3	2072	17.7
46	3500	165	267.44	1386.1	2218	17.83
47	3500	167.8	265.43	1373.4	2215	17.89
48	3500	157.3	265.15	1370.1	2207	17.82

B.3 Set sbilanciamenti doppi

Tabella B.3: Set sbilanciamenti doppi

Prova N°	Vel. [rpm]	Coppia [Nm]	AirMass [kg/h]	Prail [bar]	Pboost [mbar]	SOImain [°]
1	1600	41,1	45,19	535,8	1106	0,89
2	1600	41,7	45,3	534	1106	0,89
3	1600	40,2	45,53	533,9	1106	0,89
4	1600	42,2	45,16	533	1106	0,89
5	1600	40,1	44,96	531,6	1106	0,89
6	1600	42,1	45,18	531,6	1108	0,89
7	1600	40,4	44,94	534,6	1106	0,89
8	1600	42,1	44,83	534,4	1106	0,89
9	1600	41	45,13	532	1106	0,89
10	1600	42,1	44,6	534,1	1106	0,89
11	1600	40,1	45,04	532,8	1106	0,89
12	1600	41,3	44,82	528,6	1106	0,89
13	1600	40,2	44,82	531,9	1106	0,89
14	1600	42,3	44,69	526,8	1107	0,89
15	1600	39,7	44,99	529,4	1106	0,89
16	1600	40,4	44,48	526,9	1106	0,89
17	1600	39,7	44,79	526,8	1106	0,89
18	1600	42,3	44,89	527,7	1106	0,89
19	1600	39,7	44,27	523,1	1106	0,89
20	1600	40,3	44,7	526,2	1106	0,89
21	1600	39,9	44,19	524,8	1106	0,89
22	1600	124,8	106,49	825,3	1702	1,8
23	1600	128,7	109,08	826,8	1700	1,8
24	1600	121,6	106,88	828	1699	1,8
25	1600	128,8	109,23	827,4	1699	1,8

B.3 – Set sbilanciamenti doppi

26	1600	121,2	106,91	827,3	1700	1,8
27	1600	128,1	109,39	827,7	1700	1,8
28	1600	121,3	107,02	826,7	1700	1,8
29	1600	128,1	109,2	826,6	1698	1,8
30	1600	120,6	106,35	826,3	1695	1,8
31	1600	131,8	110,37	829,4	1700	1,8
32	1600	124,1	107,96	829,6	1699	1,8
33	1600	124,8	107,67	830,3	1698	1,8
34	1600	117,7	105,21	831,3	1702	1,8
35	1600	131,5	109,79	828,9	1695	1,8
36	1600	124,7	107,72	828,5	1698	1,8
37	1600	124,7	107,63	826,1	1698	1,8
38	1600	118	105,02	825,3	1702	1,8
39	1600	132	109,69	827,3	1699	1,8
40	1600	124,5	107,76	830,5	1699	1,8
41	1600	125	107,58	826,4	1693	1,8
42	1600	117,8	104,92	824,3	1697	1,8
43	2001	93,5	99,91	994,6	1656	2,05
44	2001	95,1	99,68	991,2	1652	2,02
45	2001	92	99,86	990,1	1652	1,97
46	2001	96,4	99,66	990,6	1652	2,01
47	2001	92,5	99,47	991,6	1652	1,95
48	2001	96	99,3	991	1652	1,99
49	2001	92,7	99,74	990,9	1652	1,94
50	2001	96,7	99,77	990	1652	1,88
51	2001	93	99,69	991	1652	1,92
52	2001	97,2	99,83	991,3	1652	1,9
53	2001	92,8	99,27	992,1	1652	2
54	2001	93,3	99,42	991,4	1652	2
55	2001	93,1	99,47	990,4	1652	1,9
56	2001	96,1	99,39	990,9	1652	2,01

57	2001	93	99,82	990,9	1652	1,89
58	2001	95,9	99,68	990,7	1652	1,97
59	2001	92,8	99,3	990,8	1652	2,05
60	2001	96,9	99,27	990,8	1652	2,04
61	2001	93,1	99,61	991	1652	1,9
62	2001	96,2	99,77	991,3	1652	1,98
63	2001	93	99,46	991	1652	1,97
64	2700	48,2	101,82	946,8	1330	4,5
65	2700	49,6	101,76	944,8	1316	4,6
66	2700	46,4	101,99	944,9	1316	4,5
67	2700	50,1	101,72	942,2	1316	4,5
68	2700	46,3	101,37	943,5	1316	4,5
69	2700	50,4	102,11	944,7	1316	4,5
70	2700	46,6	101,85	944,1	1316	4,5
71	2700	50,2	101,69	944,6	1316	4,5
72	2700	46,6	101,54	944,4	1316	4,57
73	2700	49,6	102,4	943,7	1316	4,6
74	2700	46,5	101,44	944,6	1316	4,56
75	2700	49	101,32	944,1	1316	4,5
76	2700	46,7	101,75	945,7	1316	4,5
77	2700	50,8	101,39	945,3	1316	4,55
78	2700	47,2	101,8	943,9	1316	4,55
79	2700	47,6	101,2	944	1316	4,51
80	2700	46,7	101,48	943,8	1316	4,5
81	2700	50,8	101,72	946,2	1316	4,6
82	2700	47,1	101,71	944,8	1316	4,55
83	2700	47,5	102,16	944,6	1316	4,54
84	2700	47,1	101,73	943,7	1316	4,5
85	2700	143,2	197,97	1155,9	2128	10,13
86	2700	147,7	198,57	1156,9	2128	10,19
88	2700	148,6	199,01	1156,5	2128	10,17

89	2700	139,8	198,32	1153,4	2128	10,12
90	2700	148	197,53	1153,9	2128	10,07
91	2700	140	198,33	1154,2	2128	10,19
92	2700	148,2	198,16	1154,4	2128	10,19
93	2700	139,7	199,18	1154,9	2128	10,21
94	2700	152,5	198,33	1155,1	2128	10,19
95	2700	143,5	198,78	1158,3	2128	10,23
96	2700	144,1	199,08	1155,6	2128	10,15
97	2700	134,9	198,67	1155,5	2128	10,19
98	2700	151,8	198,59	1157,2	2128	10,25
99	2700	143,9	198,94	1156,6	2128	10,26
100	2700	143,8	198,43	1155,9	2128	10,23
101	2700	135,1	198,83	1155,3	2128	10,12
102	2700	152,1	198,1	1154,9	2128	10,26
103	2700	144	199,28	1156,5	2128	10,3
104	2700	143,7	198,58	1155	2128	10,19
105	2700	134,8	198,37	1153,2	2128	10,19

Bibliografia

- [1] P. M. Azzoni. *Strumenti e misure per l'Ingegneria Meccanica*. Hoepli, 2006.
- [2] P. M. Azzoni, G. Cantoni, M. Ceccarani, S. Mazzetti, G. Minelli, D. Moro, e G. Rizzoni. Measurement of engine misfire in a lamborghini 533 v-12 engine using crankshaft speed fluctuations. *SAE Paper 950837*, 1995.
- [3] California Air Resources Board. Technical status update and proposed revisions to malfunction and diagnostic revisions to malfunction and diagnostic system requirements applicable to 1994 and subsequent california passenger cars, light-duty trucks, and medium-duty vehicles (OBD II). *CARB Staff Report*, 1991.
- [4] S. Butterworth. On the theory of filter amplifiers. *Wireless Engineer*, vol. 7, 1930, pp. 536-541, 1930.
- [5] N. Cavina, G. Cipolla, F. Marcigliano, D. Moro, e L. Poggio. A methodology for increasing the signal to noise ratio for the misfire detection at high speed in a high performance engine. *IFAC Symposium in 'Advances in Automotive Control', Proceedings Preprints*, pp. 392-397, 2004.
- [6] N. Cavina, E. Corti, G. Minelli, D. Moro, e L. Solieri. Knock indexes normalization methodologies. *SAE Paper 2006-01-2998*, 2006.
- [7] M. Ceccarani, C. Rebottini, e R. Bettini. Engine misfire monitoring for a v12 engine by exhaust gas pressure analysis. *SAE Paper 2000-01-0366*, 2000.
- [8] Y. Chung e C. Bae. Application of a wide range oxygen sensor for the misfire detection. *SAE Paper 1999-01-1485*, 1999.
- [9] F. Ciampolini. *Elettrotecnica generale*. Pitagora, 1990.

- [10] E. Corti. *Applicazione di sistemi di controllo in tempo reale per la prototipazione rapida di strategie per il controllo e la diagnosi di malfunzionamenti di un m.c.i.* Tesi di Dottorato di Ricerca, Università degli studi di Bologna, 2004.
- [11] E. O. Doebelin. *Measurement systems: application and design*. McGraw-Hill, 2003.
- [12] M. Fabbri. Progettazione ed analisi di una campagna sperimentale su un motore diesel automobilistico per lo sviluppo di algoritmi di stima della coppia indicata. Tesi di Laurea, Università degli studi di Bologna, 2006.
- [13] E. Funaioli, A. Maggiore, e U. Meneghetti. *Lezioni di Meccanica applicata alle Macchine*, volume 1. Pàtron, 1987.
- [14] D. Giacosa. *Motori endotermici alternativi*. Hoepli, 15° edizione, 2000.
- [15] P. Gollinelli. Analisi delle prestazioni di un motore a combustione interna basata sullo studio del segnale di pressione. Tesi di Laurea, Università degli studi di Bologna, 2005.
- [16] J. B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill - International Editions, 1988.
- [17] A. Lee e J. S. Pyko. Engine misfire detection by ionization current monitoring. *SAE Paper 950003*, 1995.
- [18] G. Marro. *Controlli Automatici*. Zanichelli Editore, 2004.
- [19] F. Millo e C. V. Ferraro. Knock in s.i. engines: a comparison between different techniques for detection and control. *SAE Technical Paper 982477*, 1998.
- [20] G. Minelli. *Misure meccaniche*. Pàtron, 1974.
- [21] G. Minelli. *Motori endotermici alternativi*. Pàtron, 1984.
- [22] D. Moro, S. Pantaleoni, e G. Serra. Development of a misfire detection's technique based on an engine's torsional model. *ASME ICED Division Technical Conference Paper ICES2006-1427*, 2006.
- [23] J. J. Moskwa, W. Wang, e D. J. Bucheger. A new methodology for engine diagnostics and control utilizing "synthetic" engine variables: theoretical and experimental results. *DSC-Vol. 64 - Proceedings of the ASME, Dynamic Systems and Control Division*, 1998.

- [24] F. Ponti. Indicated torque estimation using a torsional behavior model of the engine. *SAE Paper 2005-01-3761*, 2005.
- [25] A. Rosetti. *Sviluppo di modelli termodinamici per il controllo di motori a combustione interna equipaggiati con dispositivi innovativi complessi*. Tesi di Dottorato di Ricerca, Università degli studi di Bologna, 2006.
- [26] R. Villarino e J. F. Böhme. Misfire detection in automotive engines using structure-borne sound. *SAE Paper 2004-01-0520*, 2004.
- [27] J. Williams. An overview of misfiring cylinder engine diagnostic techniques based on crankshaft angular velocity measurements. *SAE Paper 960039*, 1996.